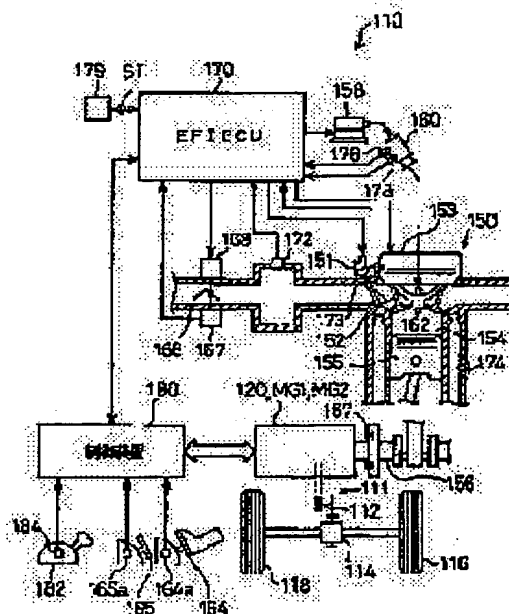


(11)Publication number : 10-082332  
(43)Date of publication of application : 31.03.1998

(21)Application number : 09-067336 (71)Applicant: TOYOTA MOTOR CORP  
(22)Date of filing : 04.03.1997 (72)Inventor: MATSUI HIDEAKI  
TAGA YUTAKA  
YAMAOKA MASAOKI  
ABE TETSUYA

Priority number : 08209231      Priority date : 18.07.1996      Priority country : JP

**SOLUTION:** When an engine is started, first of all, the on-off timing of an inlet valve 152 of this engine 150 is controlled to delay the ignition timing, thereby motoring the engine by a motor MG1 to be mechanically connected to a crankshaft 156 via a damper 157. When this engine 150 exceeds an area where its speed causes a resonance phenomenon, the on-off timing of the inlet valve 152 is put back to the ordinary timing, and control over the fuel supply and ignition of the engine 150 is stated. If the on-off timing of the inlet valve 152 is controlled to delay its ignition timing, an effective compression ratio of the engine 150 becomes reduced, so that the engine 150 is able to be smoothly rotated and driven, and thus the amplitude of torsional vibration in the crankshaft 156 is reducible.



[Date of request for examination] 12.10.1998  
[Date of sending the examiner's decision of 04.07.2000

特開平10-82332

(43) 公開日 平成10年(1998) 3月31日

(51) Int.Cl. <sup>6</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 D 13/02			F 0 2 D 13/02	H
B 6 0 K 6/00			B 6 0 L 11/14	
		8/00	F 0 2 D 15/00	E
B 6 0 L 11/14			29/02	D
F 0 2 D 15/00			H 0 2 K 7/18	B

審査請求 未請求 請求項の数11 F D (全 25 頁) 最終頁に続く

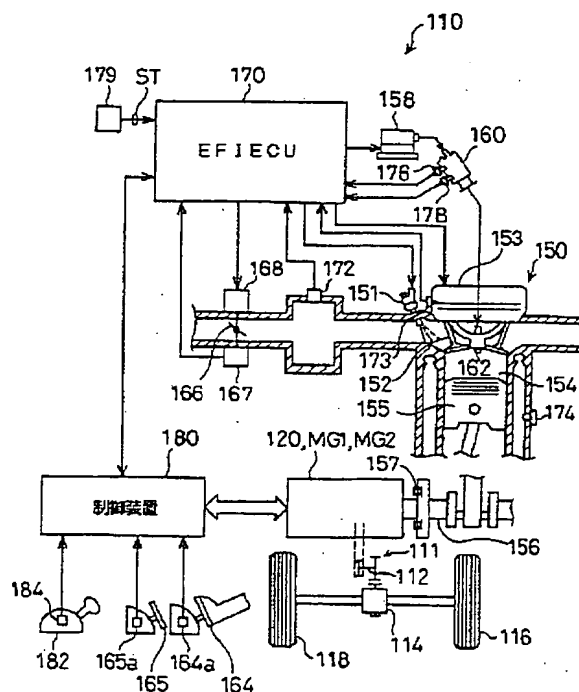
(21) 出願番号	特願平9-67336	(71) 出願人	000003207 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地
(22) 出願日	平成9年(1997) 3月4日	(72) 発明者	松井 英昭 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式社内
(31) 優先権主張番号	特願平8-209231	(72) 発明者	多賀 豊 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式社内
(32) 優先日	平8(1996) 7月18日	(72) 発明者	山岡 正明 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式社内
(33) 優先権主張国	日本 (J P)	(74) 代理人	弁理士 五十嵐 孝雄 (外2名) 最終頁に続く

## (54) 【発明の名称】 駆動装置

## (57) 【要約】

【課題】 ダンパを介して内燃機関のクランク軸に機械的に結合された電動機により内燃機関をモータリングする際に生じるクランク軸のねじり振動の振幅を小さくすると共に共振現象を生じる回転数領域をすばやく通過する。

【解決手段】 エンジン150を始動する際、まずエンジン150の吸気弁152の開閉タイミングを遅角させて、ダンパ157を介してクランクシャフト156に機械的に結合されたモータMG1によりモータリングする。エンジン150の回転数が共振現象を生じる領域を越えると、吸気弁152の開閉タイミングを通常のタイミングに戻し、エンジン150の燃料供給や点火の制御を開始する。吸気弁152の開閉タイミングを遅角させるとエンジン150の有効圧縮比が小さくなるから、エンジン150をスムーズに回転駆動することができ、クランクシャフト156のねじり振動の振幅を小さくすることができる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ダンパを介して出力軸に結合された内燃機関と、該出力軸と機械的に結合された回転軸を有する電動機とを備える駆動装置であって、

前記内燃機関の有効圧縮比を変更する圧縮比変更手段と、

前記内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段と、

所定の駆動要求を受け付けたとき、燃料供給が停止されている前記内燃機関をモータリングするよう前記電動機を駆動制御する電動機制御手段と、

該電動機制御手段によるモータリングの最中に前記運転状態検出手段により検出された運転状態が所定範囲の運転状態のとき、該所定範囲外の運転状態のときに比して、前記内燃機関の有効圧縮比が低くなるよう前記圧縮比変更手段を制御する圧縮比制御手段とを備える駆動装置。

【請求項 2】 前記圧縮比変更手段は、内燃機関の吸気弁の開閉タイミングを調整する手段である請求項 1 記載の駆動装置。

【請求項 3】 ダンパを介して出力軸に結合された内燃機関と、該出力軸と機械的に結合された回転軸を有する電動機とを備える駆動装置であって、

前記内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段と、

所定の駆動要求を受け付けたとき、燃料供給が停止されている前記内燃機関をモータリングするよう前記電動機を駆動制御する電動機制御手段とを備え、

前記電動機制御手段は、前記運転状態検出手段により検出された運転状態が所定範囲の運転状態のときには、該所定範囲外の運転状態のときに比して、前記内燃機関の出力軸が大きな回転角加速度で回転するよう前記電動機を駆動制御する手段である駆動装置。

【請求項 4】 請求項 1 ないし 3 いずれか記載の駆動装置であって、

前記内燃機関の始動の要求を受け付けた後に前記運転状態検出手段により検出された運転状態が所定の運転状態となったとき、前記内燃機関への燃料供給と点火とを開始して該内燃機関の運転を開始する運転開始手段を備え、

前記所定の駆動要求は、前記内燃機関の始動要求であり、

前記所定範囲は、前記内燃機関のモータリングの開始から前記内燃機関の運転状態が前記所定の運転状態に至るまでの範囲に包含される範囲である駆動装置。

【請求項 5】 請求項 1 ないし 3 いずれか記載の駆動装置であって、

前記内燃機関の運転の停止要求を受け付けたとき、前記電動機制御手段による該内燃機関のモータリングに先立って該内燃機関への燃料供給を停止する燃料供給停止手

段を備え、

前記所定の駆動要求は、前記内燃機関の運転の停止要求であり、

前記所定範囲は、前記運転状態検出手段により検出される運転状態が所定の運転状態となったときから前記内燃機関が停止するまでの範囲である駆動装置。

【請求項 6】 前記所定範囲は、前記内燃機関と前記ダンパと前記電動機とからなる系がねじりの共振領域となる範囲を含む範囲である請求項 1 ないし 5 いずれか記載の駆動装置。

【請求項 7】 ダンパを介して出力軸に結合された内燃機関と、該出力軸と機械的に結合された回転軸を有する電動機とを備える駆動装置であって、

所定の駆動要求を受け付けたとき、燃料供給が停止されている前記内燃機関をモータリングするよう前記電動機を駆動制御する電動機制御手段と、

前記内燃機関と前記ダンパと前記電動機とからなる系のねじりの共振エネルギーを検出する共振エネルギー検出手段と、

20 該検出された共振エネルギーが所定値以上のとき、前記電動機制御手段による前記電動機の駆動制御に拘わらず、前記内燃機関のモータリングを停止するよう該電動機を駆動制御するモータリング停止手段とを備える駆動装置。

【請求項 8】 ダンパを介して出力軸に結合された内燃機関と、該出力軸と機械的に結合された回転軸を有する電動機とを備える駆動装置であって、

所定の駆動要求がなされたとき、燃料供給が停止されている前記内燃機関をモータリングするよう前記電動機を駆動制御する電動機制御手段と、

30 前記内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段と、該検出された運転状態が継続して所定範囲の運転状態にある継続時間を計時する計時手段と、

該計時された継続時間が所定時間以上のとき、前記電動機制御手段による前記電動機の駆動制御に拘わらず、前記内燃機関のモータリングを停止するよう該電動機を駆動制御するモータリング停止手段とを備える駆動装置。

【請求項 9】 前記所定範囲は、前記内燃機関と前記ダンパと前記電動機とからなる系がねじりの共振領域となる範囲を含む範囲である請求項 8 記載の駆動装置。

【請求項 10】 前記所定の駆動要求は、前記内燃機関の始動要求である請求項 7 ないし 9 いずれか記載の駆動装置。

【請求項 11】 請求項 1 ないし 10 いずれか記載の駆動装置であって、

前記出力軸と前記電動機の回転軸と駆動軸とを各々機械的に結合する 3 軸を有し、該 3 軸のうちいずれか 2 軸へ動力が入出力されたとき、該入出力された動力に基づいて定まる動力を残余の 1 軸へ入出力する 3 軸式動力入出

力手段と、

前記内燃機関の出力軸または前記駆動軸と動力のやり取りをする第 2 の電動機とを備える駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、駆動装置に関し、詳しくは、内燃機関の出力軸と電動機の回転軸とがダンパを介して機械的に結合された駆動装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、この種の駆動装置としては、ハイブリッド車に搭載された内燃機関と 2 つの電動機とからなるものが提案されている（例えば、特開平 6 - 1 4 4 0 2 0 号公報など）。この装置では、内燃機関の出力軸はダンパと第 1 のクラッチを介して第 1 の電動機の回転軸に結合されており、第 1 の電動機の回転軸は第 2 のクラッチを介して車輪に機械的に結合された駆動軸に結合されている。この駆動軸には、更に第 2 の電動機が取り付けられている。内燃機関は、第 1 のクラッチに係合状態とすると共に第 2 のクラッチの係合を解いた状態で、第 1 の電動機によりクランキング（モータリング）することにより始動される。始動後は、内燃機関から出力される動力は、このままのクラッチの状態第 1 の電動機を発電機として動作させてバッテリーを充電するのに用いられ、第 2 のクラッチに係合状態として直接駆動軸に出力して車両を走行させるのに用いられる。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】一般に内燃機関の出力軸であるクランク軸は弾性体であり、その質量が分布が偏在していることから無限自由度の振動系を形成する。したがって、内燃機関におけるガス爆発やピストンの往復運動によるトルク変動が加わるとねじり振動を起し、軸の固有振動数と強制振動数が一致すると共振現象を起こす。こうしたねじり振動の振幅が大きくなると、クランク軸系の歯車から異音が生じたり摩耗したりし、場合によってはクランク軸が疲労破壊を起こしたりする。こうしたクランク軸のねじり振動による問題を回避するために、ねじり振動の振幅を抑える手法として各種のダンパが提案され用いられている。しかし、ねじり振動の振幅を抑える効果が大きいダンパは、特別な減衰機能を備えるため、部品数が増えると共に大型化するという不都合を生じ、小型で簡易なものはその効果が小さいといった問題があった。

【0004】上述の共振現象は、内燃機関にもよるが、その多くはクランク軸の回転数がアイドル回転数以下の回転数で生じるから、上述の従来例のように、内燃機関のクランク軸をダンパを介して結合された電動機でモータリングする装置では、内燃機関を始動するときに共振現象を生じてしまうという問題があった。この問題に対して、電動機を特別な制御（制振制御）を行なって駆動させることも考えられるが、この手法では、操作者の意

図的な操作（例えば突然の停止）等に対応することができない。また、ダンパを介さずに内燃機関のクランク軸をモータリングするスタータモータを設ける手法もあるが、この手法では、装置が備えるモータの数が増え、装置が大型化してしまう。

【0005】なお、こうした問題は、共振現象を生じる範囲であれば同様に生じるから、例えば、内燃機関を停止するときや、内燃機関への燃料は停止しているが電動機によりクランク軸を回転させているとき等にも生じる。

【0006】本発明の駆動装置は、原動機の出力軸のねじり振動の振幅を小さくすることを目的の一つとする。また、本発明の駆動装置は、共振現象を生じる原動機の運転領域をすばやく通過することを目的の一つとする。さらに、本発明の駆動装置は、共振エネルギーが大きいときには内燃機関のモータリングを停止することを目的の一つとする。

【0007】

【課題を解決するための手段およびその作用・効果】本発明の第 1 の駆動装置は、ダンパを介して出力軸に結合された内燃機関と、該出力軸と機械的に結合された回転軸を有する電動機とを備える駆動装置であって、前記内燃機関の有効圧縮比を変更する圧縮比変更手段と、前記内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段と、所定の駆動要求を受け付けたとき、燃料供給が停止されている前記内燃機関をモータリングするよう前記電動機を駆動制御する電動機制御手段と、該電動機制御手段によるモータリングの最中に前記運転状態検出手段により検出された運転状態が所定範囲の運転状態のとき、該所定範囲外の運転状態のときに比して、前記内燃機関の有効圧縮比が低くなるよう前記圧縮比変更手段を制御する圧縮比制御手段とを備えることを要旨とする。

【0008】この第 1 の駆動装置は、所定の駆動要求を受け付けたとき、電動機制御手段が、燃料供給が停止されている内燃機関をモータリングするよう電動機を駆動制御する。圧縮比制御手段は、電動機制御手段によるモータリングの最中に運転状態検出手段により検出された内燃機関の運転状態が所定範囲の運転状態のとき、この所定範囲外の運転状態のときに比して、内燃機関の有効圧縮比が低くなるよう内燃機関の有効圧縮比を変更する圧縮比変更手段を制御する。ここで、圧縮比変更手段は、例えば、内燃機関の吸気弁の開閉タイミングを調整する手段であるものとする。こともできる。

【0009】こうした第 1 の駆動装置によれば、内燃機関の有効圧縮比を低くすることにより、内燃機関における圧縮仕事を小さくすることができる。この結果、内燃機関の出力軸に作用するトルク変動が小さくなり、内燃機関の出力軸のねじり振動の振幅を小さくすることができる。また、内燃機関における圧縮仕事が小さくなるから、内燃機関の運転状態の移行をすばやくすることがで

き、共振現象を生じる運転領域をすばやく通過することができる。なお、圧縮比変更手段を内燃機関の吸気弁の開閉タイミングを調整する手段とすれば、吸入空気量を調整することにより内燃機関の有効圧縮比を変更することができる。

【0010】本発明の第2の駆動装置は、ダンパを介して出力軸に結合された内燃機関と、該出力軸と機械的に結合された回転軸を有する電動機とを備える駆動装置であって、前記内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段と、所定の駆動要求を受け付けたとき、燃料供給が停止されている前記内燃機関をモータリングするよう前記電動機を駆動制御する電動機制御手段とを備え、前記電動機制御手段は、前記運転状態検出手段により検出された運転状態が所定範囲の運転状態のときには、該所定範囲外の運転状態のときに比して、前記内燃機関の出力軸が大きな回転角加速度で回転するよう前記電動機を駆動制御する手段であることを要旨とする。

【0011】この第2の駆動装置は、所定の駆動要求を受け付けたとき、電動機制御手段が、運転状態検出手段により検出された内燃機関の運転状態が所定範囲の運転状態のときには、この所定範囲外の運転状態のときに比して、内燃機関の出力軸が大きな回転角加速度で回転するよう電動機を駆動制御する。

【0012】こうした第2の駆動装置によれば、所定範囲の運転状態の移行をすばやくすることができる。したがって、所定範囲の運転状態を共振現象を生じる範囲の運転状態とすれば、共振現象を生じる状態をすばやく通過することができる。

【0013】これら本発明の第1または第2の駆動装置において、前記内燃機関の始動の要求を受け付けた後に前記運転状態検出手段により検出された運転状態が所定の運転状態となったとき、前記内燃機関への燃料供給と点火とを開始して該内燃機関の運転を開始する運転開始手段を備え、前記所定の駆動要求は、前記内燃機関の始動要求であり、前記所定範囲は、前記内燃機関のモータリングの開始から前記内燃機関の運転状態が前記所定の運転状態に至るまでの範囲に包含される範囲であるものとすることもできる。

【0014】こうすれば、内燃機関の始動時に通過する共振領域を素早く通過して内燃機関を始動することができる。

【0015】また、本発明の第1または第2の駆動装置において、前記内燃機関の運転の停止要求を受け付けたとき、前記電動機制御手段による該内燃機関のモータリングに先立って該内燃機関への燃料供給を停止する燃料供給停止手段を備え、前記所定の駆動要求は、前記内燃機関の運転の停止要求であり、前記所定範囲は、前記運転状態検出手段により検出される運転状態が所定の運転状態となったときから前記内燃機関が停止するまでの範囲であるものとすることもできる。

【0016】こうすれば、内燃機関の運転の停止時に通過する共振領域を素早く通過して内燃機関の運転を停止することができる。

【0017】これら変形例も含めて本発明の第1または第2の駆動装置において、前記所定範囲は、前記内燃機関と前記ダンパと前記電動機とからなる系のねじりの共振領域となる範囲を含む範囲であるものとすることもできる。こうすれば、より確実に共振領域を素早く通過することができる。

10 【0018】本発明の第3の駆動装置は、ダンパを介して出力軸に結合された内燃機関と、該出力軸と機械的に結合された回転軸を有する電動機とを備える駆動装置であって、所定の駆動要求を受け付けたとき、燃料供給が停止されている前記内燃機関をモータリングするよう前記電動機を駆動制御する電動機制御手段と、前記内燃機関と前記ダンパと前記電動機とからなる系のねじりの共振エネルギーを検出する共振エネルギー検出手段と、該検出された共振エネルギーが所定値以上のとき、前記電動機制御手段による前記電動機の駆動制御に拘わらず、前記内燃機関のモータリングを停止するよう該電動機を駆動制御するモータリング停止手段とを備えることを要旨とする。

20 【0019】この本発明の第3の駆動装置は、所定の駆動要求を受け付けたとき、電動機制御手段が、燃料供給が停止されている前記内燃機関をモータリングするよう前記電動機を駆動制御する。モータリング停止手段は、共振エネルギー検出手段により検出された内燃機関とダンパと電動機とからなる系のねじりの共振エネルギーが所定値以上のとき、電動機制御手段による電動機の駆動制御に拘わらず、内燃機関のモータリングを停止するよう電動機を駆動制御する。ここで、所定の駆動要求には、例えば、内燃機関の始動要求も含まれる。

30 【0020】こうした本発明の第3の駆動装置によれば、共振エネルギーが所定値以上となったときには、内燃機関のモータリングを停止するから、それ以上、共振エネルギーが大きくなるのを防止することができる。この結果、共振現象によって生じ得る異音や破損といった不都合を回避することができる。

40 【0021】本発明の第4の駆動装置は、ダンパを介して出力軸に結合された内燃機関と、該出力軸と機械的に結合された回転軸を有する電動機とを備える駆動装置であって、所定の駆動要求を受け付けたとき、燃料供給が停止されている前記内燃機関をモータリングするよう前記電動機を駆動制御する電動機制御手段と、前記内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段と、該検出された運転状態が継続して所定範囲の運転状態にある継続時間を計時する計時手段と、該計時された継続時間が所定時間以上のとき、前記電動機制御手段による前記電動機の駆動制御に拘わらず、前記内燃機関のモータリングを停止するよう該電動機を駆動制御するモータリング停

止手段とを備えることを要旨とする。

【0022】この本発明の第4の駆動装置は、所定の駆動要求を受け付けたとき、電動機制御手段が、燃料供給が停止されている内燃機関をモータリングするよう電動機を駆動制御し、計時手段が、運転状態検出手段により検出された内燃機関の運転状態が継続して所定範囲の運転状態にある継続時間を計時する。モータリング停止手段は、この計時された継続時間が所定時間以上のとき、電動機制御手段による電動機の駆動制御に拘わらず、内燃機関のモータリングを停止するよう電動機を駆動制御する。ここで、所定の駆動要求には、例えば、内燃機関の始動要求も含まれる。

【0023】こうした本発明の第4の駆動装置によれば、内燃機関が所定時間以上所定範囲の運転状態にとどまるのを防止することができる。したがって、所定範囲を内燃機関とダンパと電動機とからなる系がねじりの共振領域となる範囲を含む範囲とすれば、内燃機関が所定時間以上共振領域となる範囲の運転状態にとどまるのを防止することができ、共振現象により生じ得る異音や破損といった不都合を回避することができる。

【0024】これら変形例も含め本発明の第1ないし第4の駆動装置のいずれかにおいて、前記出力軸と前記電動機の回転軸と駆動軸とを各々機械的に結合する3軸を有し、該3軸のうちいずれか2軸へ動力が入出力されたとき、該入出力された動力に基づいて定まる動力を残余の1軸へ入出力する3軸式動力入出力手段と、前記内燃機関の出力軸または前記駆動軸と動力のやり取りをする第2の電動機とを備えるものとすることもできる。

【0025】

【発明の実施の形態】次に、本発明の実施の形態を実施例に基づき説明する。図1は、本発明の実施例としての動力出力装置110を搭載した車両の概略構成を示す構成図である。図示するように、この車両は、ガソリンを燃料として動力を出力するエンジン150を備える。このエンジン150は、吸気系からスロットルバルブ166を介して吸入した空気と燃料噴射弁151から噴射されたガソリンとの混合気を吸気弁152を介して燃焼室154に吸入し、この混合気の爆発により押し下げられるピストン155の運動をクランクシャフト156の回転運動に変換する。ここで、スロットルバルブ166はアクチュエータ168により開閉駆動される。点火プラグ162は、イグナイタ158からディストリビュータ160を介して導かれた高電圧によって電気火花を形成し、混合気はその電気火花によって点火されて爆発燃焼する。

【0026】このエンジン150は、吸気弁152の開閉タイミングを変更する開閉タイミング変更機構153を備える。この開閉タイミング変更機構153は、吸気弁152を開閉駆動する図示しない吸気カムシャフトのクランク角に対する位相を進角または遅角することによ

り吸気弁152の開閉タイミングを調整する。なお、吸気カムシャフトの位相の進角および遅角は、吸気カムシャフトのポジションを検出するカムシャフトポジションセンサ173により検出される信号に基づいて、後述する電子制御ユニット170によるフィードバック制御によって行なわれる。

【0027】このエンジン150の運転は、電子制御ユニット（以下、E F I E C Uと呼ぶ）170により制御されている。E F I E C U 170には、エンジン150の運転状態を示す種々のセンサが接続されている。例えば、スロットルバルブ166の開度（ポジション）を検出するスロットルバルブポジションセンサ167、エンジン150の負荷を検出する吸気管負圧センサ172、吸気カムシャフトのポジションを検出するカムシャフトポジションセンサ173、エンジン150の水温を検出する水温センサ174、ディストリビュータ160に設けられクランクシャフト156の回転数と回転角度を検出する回転数センサ176及び回転角度センサ178などである。なお、E F I E C U 170には、この他、例えばイグニッションキーの状態STを検出するスタータスイッチ179なども接続されているが、その他のセンサ、スイッチなどの図示は省略した。

【0028】エンジン150のクランクシャフト156は、クランクシャフト156に生じるねじり振動の振幅を抑制するダンパ157を介して後述するプラネタリギヤ120やモータMG1、モータMG2に結合されており、更に駆動軸112を回転軸とする動力伝達ギヤ111を介してディファレンシャルギヤ114に結合されている。したがって、動力出力装置110から出力された動力は、最終的に左右の駆動輪116、118に伝達される。モータMG1およびモータMG2は、制御装置180に電気的に接続されており、この制御装置180によって制御される。制御装置180の構成は後で詳述するが、内部には制御CPUが備えられており、シフトレバー182に設けられたシフトポジションセンサ184やアクセルペダル164に設けられたアクセルペダルポジションセンサ164a、ブレーキペダル165に設けられたブレーキペダルポジションセンサ165aなども接続されている。また、制御装置180は、上述したE F I E C U 170と通信により、種々の情報をやり取りしている。これらの情報のやり取りを含む制御については、後述する。

【0029】図2は、プラネタリギヤ120、モータMG1、モータMG2および制御装置180を中心に動力出力装置110を例示する構成図である。図示するように、動力出力装置110は、大きくは、エンジン150、エンジン150のクランクシャフト156とキャリア軸127とを接続しクランクシャフト156のねじり振動の振幅を抑制するダンパ157、キャリア軸127にプラネタリギヤ124が結合されたプラネタリギ

ヤ 120、プラネタリギヤ 120 のサンギヤ 121 に結合されたモータ MG1、プラネタリギヤ 120 のリングギヤ 122 に結合されたモータ MG2 およびモータ MG1、MG2 を駆動制御する制御装置 180 から構成されている。

【0030】図 3 は、動力出力装置 110 のプラネタリギヤ 120、モータ MG1 およびモータ MG2 の部分を拡大して示す拡大図である。図示するように、プラネタリギヤ 120 は、キャリア軸 127 に軸中心を貫通された中空のサンギヤ軸 125 に結合されたサンギヤ 121 と、クランクシャフト 156 と同軸のリングギヤ軸 126 に結合されたリングギヤ 122 と、サンギヤ 121 とリングギヤ 122 との間に配置されサンギヤ 121 の外周を自転しながら公転する複数のプラネタリピニオンギヤ 123 と、キャリア軸 127 の端部に結合され各プラネタリピニオンギヤ 123 の回転軸を軸支するプラネタリキャリア 124 とから構成されている。このプラネタリギヤ 120 では、サンギヤ 121、リングギヤ 122 およびプラネタリキャリア 124 にそれぞれ結合されたサンギヤ軸 125、リングギヤ軸 126 およびキャリア軸 127 の 3 軸が動力の入出力軸とされ、3 軸のうちいずれか 2 軸へ入出力される動力が決定されると、残余の 1 軸に入出力される動力は決定された 2 軸へ入出力される動力に基づいて定まる。なお、このプラネタリギヤ 120 の 3 軸への動力の入出力についての詳細は後述する。

【0031】リングギヤ 122 には、動力の取り出し用の動力取出ギヤ 128 が結合されている。この動力取出ギヤ 128 は、チェーンベルト 129 により動力伝達ギヤ 111 に接続されており、動力取出ギヤ 128 と動力伝達ギヤ 111 との間で動力の伝達がなされる。

【0032】モータ MG1 は、同期電動発電機として構成され、外周面に複数個の永久磁石 135 を有するロータ 132 と、回転磁界を形成する三相コイル 134 が巻回されたステータ 133 とを備える。ロータ 132 は、プラネタリギヤ 120 のサンギヤ 121 に結合されたサンギヤ軸 125 に結合されている。ステータ 133 は、無方向性電磁鋼板の薄板を積層して形成されており、ケース 119 に固定されている。このモータ MG1 は、永久磁石 135 による磁界と三相コイル 134 によって形成される磁界との相互作用によりロータ 132 を回転駆動する電動機として動作し、永久磁石 135 による磁界とロータ 132 の回転との相互作用により三相コイル 134 の両端に起電力を生じさせる発電機として動作する。なお、サンギヤ軸 125 には、その回転角度  $\theta_s$  を検出するレゾルバ 139 が設けられている。

【0033】モータ MG2 も、モータ MG1 と同様に同期電動発電機として構成され、外周面に複数個の永久磁石 145 を有するロータ 142 と、回転磁界を形成する三相コイル 144 が巻回されたステータ 143 とを備え

る。ロータ 142 は、プラネタリギヤ 120 のリングギヤ 122 に結合されたリングギヤ軸 126 に結合されており、ステータ 143 はケース 119 に固定されている。モータ MG2 のステータ 143 も無方向性電磁鋼板の薄板を積層して形成されている。このモータ MG2 もモータ MG1 と同様に、電動機あるいは発電機として動作する。なお、リングギヤ軸 126 には、その回転角度  $\theta_r$  を検出するレゾルバ 149 が設けられている。

【0034】次に、モータ MG1、MG2 を駆動制御する制御装置 180 について説明する。図 2 に示すように、制御装置 180 は、モータ MG1 を駆動する第 1 の駆動回路 191、モータ MG2 を駆動する第 2 の駆動回路 192、両駆動回路 191、192 を制御する制御 CPU 190、二次電池であるバッテリー 194 から構成されている。制御 CPU 190 は、1 チップマイクロプロセッサであり、内部に、ワーク用の RAM 190a、処理プログラムを記憶した ROM 190b、入出力ポート（図示せず）および E F I E C U 170 と通信を行なうシリアル通信ポート（図示せず）を備える。

【0035】この制御 CPU 190 には、レゾルバ 139 からのサンギヤ軸 125 の回転角度  $\theta_s$ 、レゾルバ 149 からのリングギヤ軸 126 の回転角度  $\theta_r$ 、アクセルペダルポジションセンサ 164a からのアクセルペダルポジション（アクセルペダルの踏込量）AP、ブレーキペダルポジションセンサ 165a からのブレーキペダルポジション（ブレーキペダルの踏込量）BP、シフトポジションセンサ 184 からのシフトポジション SP、第 1 の駆動回路 191 に設けられた 2 つの電流検出器 195、196 からの電流値  $I_{u1}$ 、 $I_{v2}$ 、第 2 の駆動回路 192 に設けられた 2 つの電流検出器 197、198 からの電流値  $I_{u2}$ 、 $I_{v2}$ 、バッテリー 194 の残容量を検出する残容量検出器 199 からの残容量 BRM などが、入力ポートを介して入力されている。なお、残容量検出器 199 は、バッテリー 194 の電解液の比重またはバッテリー 194 の全体の重量を測定して残容量を検出するものや、充電・放電の電流値と時間を演算して残容量を検出するものや、バッテリーの端子間を瞬間的にショートさせて電流を流し内部抵抗を測ることにより残容量を検出するものなどが知られている。

【0036】また、制御 CPU 190 からは、第 1 の駆動回路 191 に設けられたスイッチング素子である 6 個のトランジスタ  $T_{r1}$  ないし  $T_{r6}$  を駆動する制御信号 SW1 と、第 2 の駆動回路 192 に設けられたスイッチング素子としての 6 個のトランジスタ  $T_{r1}$  ないし  $T_{r6}$  を駆動する制御信号 SW2 とが出力されている。第 1 の駆動回路 191 内の 6 個のトランジスタ  $T_{r1}$  ないし  $T_{r6}$  は、トランジスタインバータを構成しており、それぞれ、一対の電源ライン L1、L2 に対してソース側とシンク側となるよう 2 個ずつペアで配置され、その接続点に、モータ MG1 の三相コイル（UVW）3

## 11

4の各々が接続されている。電源ラインL1、L2は、バッテリー194のプラス側とマイナス側に、それぞれ接続されているから、制御CPU190により対をなすトランジスタTr1ないしTr6のオン時間の割合を制御信号SW1により順次制御し、三相コイル134の各コイルに流れる電流を、PWM制御によって擬似的な正弦波にすると、三相コイル134により、回転磁界が形成される。

【0037】他方、第2の駆動回路192の6個のトランジスタTr11ないしTr16も、トランジスタインバータを構成しており、それぞれ、第1の駆動回路191と同様に配置されていて、対をなすトランジスタの接続点は、モータMG2の三相コイル144の各々に接続されている。したがって、制御CPU190により対をなすトランジスタTr11ないしTr16のオン時間を制御信号SW2により順次制御し、各コイル144に流れる電流を、PWM制御によって擬似的な正弦波にすると、三相コイル144により、回転磁界が形成される。

【0038】以上構成を説明した実施例の動力出力装置110の動作について説明する。動力出力装置110の動作原理、特にトルク変換の原理は以下の通りである。エンジン150を回転数Ne、トルクTeの運転ポイントP1で運転し、このエンジン150から出力されるエネルギーPeと同一のエネルギーであるが異なる回転数Nr、トルクTrの運転ポイントP2でリングギヤ軸126を運転する場合、すなわち、エンジン150から出力される動力をトルク変換してリングギヤ軸126に作用させる場合について考える。この時のエンジン150とリングギヤ軸126の回転数およびトルクの関係を図4に示す。

【0039】プラネタリギヤ120の3軸（サンギヤ軸125、リングギヤ軸126およびキャリア軸127）における回転数やトルクの関係は、機構学の教えるところによれば、図5および図6に例示する共線図と呼ばれる図として表わすことができ、幾何学的に解くことができる。なお、プラネタリギヤ120における3軸の回転数やトルクの関係は、上述の共線図を用いなくても各軸のエネルギーを計算することなどにより数式的に解析することもできる。本実施例では説明の容易のため共線図を用いて説明する。

【0040】図5における縦軸は3軸の回転数軸であり、横軸は3軸の座標軸の位置の比を表わす。すなわち、サンギヤ軸125とリングギヤ軸126の座標軸S、Rを両端にとったとき、キャリア軸127の座標軸Cは、軸Sと軸Rを1:ρに内分する軸として定められる。ここで、ρは、リングギヤ122の歯数に対するサンギヤ121の歯数の比であり、次式(1)で表わされる。

【0041】

【数1】

## 12

$$\rho = \frac{\text{サンギヤの歯数}}{\text{リングギヤの歯数}} \quad \dots\dots(1)$$

【0042】今、エンジン150が回転数Neで運転されており、リングギヤ軸126が回転数Nrで運転されている場合を考えているから、エンジン150のクランクシャフト156に結合されているキャリア軸127の座標軸Cにエンジン150の回転数Neを、リングギヤ軸126の座標軸Rに回転数Nrをプロットすることができる。この両点を通る直線を描けば、この直線と座標軸Sとの交点で表わされる回転数としてサンギヤ軸125の回転数Nsを求めることができる。以下、この直線を動作共線と呼ぶ。なお、回転数Nsは、回転数Neと回転数Nrとを用いて比例計算式(次式(2))により求めることができる。このようにプラネタリギヤ120では、サンギヤ121、リングギヤ122およびプラネタリキャリア124のうちいずれか2つの回転を決定すると、残余の1つの回転は、決定した2つの回転に基づいて決定される。

【0043】

【数2】

$$Ns = Nr - (Nr - Ne) \frac{1+\rho}{\rho} \quad \dots\dots(2)$$

【0044】次に、描かれた動作共線に、エンジン150のトルクTeをキャリア軸127の座標軸Cを作用線として図中下から上に作用させる。このとき動作共線は、トルクに対してはベクトルとしての力を作用させたときの剛体として取り扱うことができるから、座標軸C上に作用させたトルクTeは、向きが同じで異なる作用線への力の分離の手法により、座標軸S上のトルクTesと座標軸R上のトルクTerとに分離することができる。このときトルクTesおよびTerの大きさは、次式(3)および式(4)によって表わされる。

【0045】

【数3】

$$Tes = Te \times \frac{\rho}{1+\rho} \quad \dots\dots(3)$$

$$Ter = Te \times \frac{1}{1+\rho} \quad \dots\dots(4)$$

【0046】動作共線がこの状態で安定であるためには、動作共線の力の釣り合いをとればよい。すなわち、座標軸S上には、トルクTesと大きさが同じで向きが反対のトルクTm1を作用させ、座標軸R上には、リングギヤ軸126に出力するトルクTrと同じ大きさで向きが反対のトルクとトルクTerとの合力に対し大きさが同じで向きが反対のトルクTm2を作用させるのである。このトルクTm1はモータMG1により、トルクTm2はモータMG2により作用させることができる。このとき、モータMG1では回転の方向と逆向きにトルクを作用させるから、モータMG1は発電機として動作することになり、トルクTm1と回転数Nsとの積で表わ



される電気エネルギー  $P_{m1}$  をサンギヤ軸 125 から回生する。モータ MG 2 では、回転の方向とトルク方向とが同じであるから、モータ MG 2 は電動機として動作し、トルク  $T_{m2}$  と回転数  $N_r$  との積で表わされる電気エネルギー  $P_{m2}$  を動力としてリングギヤ軸 126 に出力する。

【0047】ここで、電気エネルギー  $P_{m1}$  と電気エネルギー  $P_{m2}$  とを等しくすれば、モータ MG 2 で消費する電力のすべてをモータ MG 1 により回生して賄うことができる。このためには、入力されたエネルギーのすべてを出力するものとすればよいから、エンジン 150 から出力されるエネルギー  $P_e$  とリングギヤ軸 126 に出力されるエネルギー  $P_r$  とを等しくすればよい。すなわち、トルク  $T_e$  と回転数  $N_e$  との積で表わされるエネルギー  $P_e$  と、トルク  $T_r$  と回転数  $N_r$  との積で表わされるエネルギー  $P_r$  とを等しくするのである。図 4 に照らせば、運転ポイント P1 で運転されているエンジン 150 から出力されるトルク  $T_e$  と回転数  $N_e$  とで表わされる動力を、トルク変換して、同一のエネルギーでトルク  $T_r$  と回転数  $N_r$  とで表わされる動力としてリングギヤ軸 126 に出力するのである。前述したように、リングギヤ軸 126 に出力された動力は、動力取出ギヤ 128 および動力伝達ギヤ 111 により駆動軸 112 に伝達され、ディファレンシャルギヤ 114 を介して駆動輪 116, 118 に伝達される。したがって、リングギヤ軸 126 に出力される動力と駆動輪 116, 118 に伝達される動力とはリニアな関係が成立するから、駆動輪 116, 118 に伝達される動力を、リングギヤ軸 126 に出力される動力を制御することにより制御することができる。

【0048】図 5 に示す共線図ではサンギヤ軸 125 の回転数  $N_s$  は正であったが、エンジン 150 の回転数  $N_e$  とリングギヤ軸 126 の回転数  $N_r$  とによっては、図 6 に示す共線図のように負となる場合もある。このときには、モータ MG 1 では、回転の方向とトルクの作用する方向とが同じになるから、モータ MG 1 は電動機として動作し、トルク  $T_{m1}$  と回転数  $N_s$  との積で表わされる電気エネルギー  $P_{m1}$  を消費する。一方、モータ MG 2 では、回転の方向とトルクの作用する方向とが逆になるから、モータ MG 2 は発電機として動作し、トルク  $T_{m2}$  と回転数  $N_r$  との積で表わされる電気エネルギー  $P_{m2}$  をリングギヤ軸 126 から回生することになる。この場合、モータ MG 1 で消費する電気エネルギー  $P_{m1}$  とモータ MG 2 で回生する電気エネルギー  $P_{m2}$  とを等しくすれば、モータ MG 1 で消費する電気エネルギー  $P_{m1}$  をモータ MG 2 で丁度賄うことができる。

【0049】以上の動作原理では、プラネタリギヤ 120 やモータ MG 1, モータ MG 2, トランジスタ  $T_{r1}$  ないし  $T_{r16}$  などによる動力の変換効率を値 1 (100%) として説明した。実際には、値 1 未満であるから、エンジン 150 から出力されるエネルギー  $P_e$  をリン

グギヤ軸 126 に出力するエネルギー  $P_r$  より若干大きな値とするか、逆にリングギヤ軸 126 に出力するエネルギー  $P_r$  をエンジン 150 から出力されるエネルギー  $P_e$  より若干小さな値とする必要がある。例えば、エンジン 150 から出力されるエネルギー  $P_e$  を、リングギヤ軸 126 に出力されるエネルギー  $P_r$  に変換効率の逆数を乗じて算出される値とすればよい。また、モータ MG 2 のトルク  $T_{m2}$  を、図 5 の共線図の状態ではモータ MG 1 により回生される電力に両モータの効率を乗じたものから算出される値とし、図 6 の共線図の状態ではモータ MG 1 により消費される電力を両モータの効率で割ったものから算出すればよい。なお、プラネタリギヤ 120 では機械摩擦などにより熱としてエネルギーを損失するが、その損失量は全体量からみれば極めて少なく、モータ MG 1, MG 2 に用いた同期電動機の効率は値 1 に極めて近い。また、トランジスタ  $T_{r1}$  ないし  $T_{r16}$  のオン抵抗も GTO など極めて小さいものが知られている。したがって、動力の変換効率は値 1 に近いものとなるから、以下の説明でも、説明の容易のため、明示しない限り値 1 (100%) として取り扱う。

【0050】以上、動力出力装置 110 の基本的な動作について説明したが、こうしたエンジン 150 から出力された動力のすべてをトルク変換してリングギヤ軸 126 に出力する動作の他、エンジン 150 から出力された動力にバッテリー 194 に蓄えられた電気エネルギーを付加してリングギヤ軸 126 に出力する動作や、逆にエンジン 150 から出力された動力の一部をバッテリー 194 に電気エネルギーとして蓄える動作なども可能である。

【0051】次にこうした実施例の動力出力装置 110 のエンジン 150 の始動時の処理について図 7 に例示する停止時始動処理ルーチンに基づき説明する。この停止時始動処理ルーチンは、車両が停止しているときにスタートスイッチ 179 がオンとされたときに実行される。本ルーチンが実行されると、制御装置 180 の制御 CPU 190 は、まず、吸気弁 152 の開閉タイミングを遅角側の所定のタイミングに設定する (ステップ S100)。この設定は、制御 CPU 190 が通信により ECU 170 に設定信号を送信することにより、設定信号を受信した ECU 170 によって行なわれる。即ち、設定信号を受信した ECU 170 が図示しない吸気カムシャフトの位相を設定された位相に調整することによって行なうのである。

【0052】続いて、制御 CPU 190 は、リングギヤ軸 126 がロック状態となるようモータ MG 2 を制御する (ステップ S102)。具体的には、後述するモータ MG 1 によるモータリング (クランキング) の際にリングギヤ軸 126 に作用するトルクによってリングギヤ軸 126 が回転駆動しないように、そのトルクに対抗可能な逆向きのトルクを発生することができる定電流をモータ MG 2 の三相コイル 144 に流すのである。次に、モ

15

ータMG 1のトルク指令値 $T_{m1}^*$ に所定トルクTSTを設定し(ステップS104)、この設定したトルクがモータMG 1の取り付けられたサンギヤ軸125に作用するようにモータMG 1を駆動制御する(ステップS106)。このようにモータMG 1によりサンギヤ軸125にトルクを作用させると、サンギヤ軸125に作用するトルクは、リングギヤ軸126がモータMG 2により固定されているから、リングギヤ軸126を反力としてキャリア軸127に $(1+\rho)/\rho$ のギヤ比でもって作用する。このトルクは、ダンパ157を介してエンジン150のクランクシャフト156に作用するから、エンジン150がモータリングされることになる。なお、モータMG 1のトルク指令値 $T_{m1}^*$ に設定する所定トルクTSTは、燃料の供給が停止されているエンジン150を所定の回転数で回転させることができるトルクとして設定されるものであり、実施例の停止時始動処理ルーチンでは、吸気弁152の開閉タイミングが遅角されていない状態でエンジン150をアイドル回転数より若干大きな回転数で回転させることができるトルクとして設定した。

【0053】ここで、ステップS106のモータMG 1の制御は、具体的には、図8に例示するモータMG 1の制御ルーチンを実行することによりなされる。モータMG 1の制御について図8の制御ルーチンを用いて簡単に説明する。このルーチンが実行されると、制御CPU 190は、まず、サンギヤ軸125の回転角度 $\theta_s$ をレゾルバ139から入力する処理を行ない(ステップS120)、モータMG 1の電気角 $\theta_1$ をサンギヤ軸125の回転角度 $\theta_s$ から求める処理を行なう(ステップS121)。実施例では、モータMG 1として4極対の同期電動機を用いているから、 $\theta_1=4\theta_s$ を演算することになる。続いて、電流検出器195、196により、モータMG 1の三相コイル134のU相とV相に流れている電流 $I_{u1}$ 、 $I_{v1}$ を検出する処理を行なう(ステップS122)。電流はU、V、Wの三相に流れているが、その総和はゼロなので、二つの相に流れる電流を測定すれば足りる。こうして得られた三相の電流を用いて座標変換(三相→二相変換)を行なう(ステップS124)。座標変換は、永久磁石型の同期電動機のd軸、q軸の電流値に変換することであり、次式(5)を演算することにより行なわれる。ここで座標変換を行なうのは、永久磁石型の同期電動機においては、d軸およびq軸の電流が、トルクを制御する上で本質的な量だからである。もとより、三相のまま制御することも可能である。

【0054】

【数4】

$$\begin{bmatrix} Id1 \\ Iq1 \end{bmatrix} = \sqrt{2} \begin{bmatrix} -\sin(\theta_1 - 120) & \sin \theta_1 \\ -\cos(\theta_1 - 120) & \cos \theta_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Iu1 \\ Iv1 \end{bmatrix} \quad \cdots \cdots (5)$$

【0055】次に、2軸の電流値に変換した後、モータ

16

MG 1におけるトルク指令値 $T_{m1}^*$ から求められる各軸の電流指令値 $Id1^*$ 、 $Iq1^*$ と実際各軸に流れた電流 $Id1$ 、 $Iq1$ と偏差を求め、各軸の電圧指令値 $Vd1$ 、 $Vq1$ を求める処理を行なう(ステップS126)。すなわち、まず以下の式(6)の演算を行ない、次に次式(7)の演算を行なうのである。ここで、 $Kp1$ 、 $Kp2$ 、 $Ki1$ 、 $Ki2$ は、各々係数であり、これらの係数は、適用するモータの特性に適合するように調整される。なお、電圧指令値 $Vd1$ 、 $Vq1$ は、電流指令値 $I^*$ との偏差 $\Delta I$ に比例する部分(式(7)右辺第1項)と偏差 $\Delta I$ のi回分の過去の累積分(右辺第2項)とから求められる。

【0056】

【数5】

$$\begin{aligned} \Delta Id1 &= Id1^* - Id1 \\ \Delta Iq1 &= Iq1^* - Iq1 \end{aligned} \quad \cdots \cdots (6)$$

$$\begin{aligned} Vd1 &= Kp1 \cdot \Delta Id1 + \sum Ki1 \cdot \Delta Id1 \\ Vq1 &= Kp2 \cdot \Delta Iq1 + \sum Ki2 \cdot \Delta Iq1 \end{aligned} \quad \cdots \cdots (7)$$

【0057】その後、こうして求めた電圧指令値をステップS124で行なった変換の逆変換に相当する座標変換(二相→三相変換)を行ない(ステップS128)、実際に三相コイル134に印加する電圧 $Vu1$ 、 $Vv1$ 、 $Vw1$ を求める処理を行なう。各電圧は、次式(8)により求める。

【0058】

【数6】

$$\begin{bmatrix} Vu1 \\ Vv1 \end{bmatrix} = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}} \begin{bmatrix} \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 \\ \cos(\theta_1 - 120) & -\sin(\theta_1 - 120) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Vd1 \\ Vq1 \end{bmatrix} \quad \cdots \cdots (8)$$

$$Vw1 = -Vu1 - Vv1$$

【0059】実際の電圧制御は、第1の駆動回路191のトランジスタ $Tr1$ ないし $Tr6$ のオンオフ時間によりなされるから、式(8)によって求めた各電圧指令値となるよう各トランジスタ $Tr1$ ないし $Tr6$ のオン時間をPWM制御する(ステップS129)。

【0060】ここで、モータMG 1のトルク指令値 $T_{m1}^*$ の符号を図5や図6の共線図におけるトルク $T_{m1}$ の向きを正とすれば、同じ正の値のトルク指令値 $T_{m1}^*$ が設定されても、図5の共線図の状態のようにトルク指令値 $T_{m1}^*$ の作用する向きとサンギヤ軸125の回転の向きとが異なるときには回生制御がなされ、図6の共線図の状態のように同じ向きのときには力行制御がなされる。しかし、モータMG 1の力行制御と回生制御は、トルク指令値 $T_{m1}^*$ が正であれば、ロータ132の外周面に取り付けられた永久磁石135と三相コイル134に流れる電流により生じる回転磁界とにより正のトルクがサンギヤ軸125に作用するよう第1の駆動回路191のトランジスタ $Tr1$ ないし $Tr6$ を制御するものであるから、同一のスイッチング制御となる。すなわち、トルク指令値 $T_{m1}^*$ の符号が同じであれば、モ

ータMG 1の制御が回生制御であっても力行制御であっても同じスイッチング制御となる。したがって、図8のモータMG 1の制御処理で回生制御と力行制御のいずれも行なうことができる。また、トルク指令値 $T_{m1*}$ が負のときには、ステップS 120で読み込むサンギヤ軸125の回転角度 $\theta_s$ の変化の方向が逆になるだけであるから、このときの制御も図8のモータMG 1の制御処理により行なうことができる。

【0061】以上のモータMG 1の制御によりエンジン150はモータリング（クランキング）される。図9は、吸気弁152の開閉タイミングとエンジン150の圧縮トルクとの関係を例示する説明図である。図中、曲線Aは、吸気弁152の開閉タイミングを進角も遅角もしない通常の開閉タイミングとしたエンジン150の圧縮トルクを、クランク角を横軸としてプロットしたものであり、曲線Bは、吸気弁152の開閉タイミングを遅角側の所定タイミングとしたエンジン150の圧縮トルクを、クランク角を横軸としてプロットしたものである。図示するように、吸気弁152の開閉タイミングを遅角させると、エンジン150の有効圧縮比が低くなり、エンジン150の圧縮トルクの振幅が小さくなる。このことは、吸気弁152の開閉タイミングを遅角させることにより、クランクシャフト156に生じるねじり振動の振幅を小さくすることができることを意味すると共に、クランクシャフト156を滑らか回転駆動することができることを意味する。したがって、実施例では、クランクシャフト156は、ねじり振動の振幅は小さな状態でスムーズに回転数を上昇させることになる。なお、このモータMG 1によるモータリング状態における共線図を図10に示す。

【0062】図7の停止時始動処理ルーチンに戻って、ステップS 106でモータMG 1の制御を行なうと、続いてエンジン150の回転数 $N_e$ を入力し（ステップS 108）、入力した回転数 $N_e$ と閾値 $N_1$ とを比較する（ステップS 110）。ここで、閾値 $N_1$ は、ダンパ157により結合されたクランクシャフト156とキャリア軸127とに結合されている系が共振現象を生じる回転数領域の上限値より大きな値として設定されるものである。なお、エンジン150の回転数 $N_e$ は、ディストリビュータ160に設けられた回転数センサ176によって検出されたものをEFIECU170から通信により回転数 $N_e$ の情報として受け取ることにより入力することができる。エンジン150の回転数 $N_e$ は、回転数センサ176により検出されるものの他、レゾルバ139により検出されるサンギヤ軸125の回転数 $N_s$ とレゾルバ149により検出されるリングギヤ軸126の回転数 $N_r$ とからギヤ比を用いて計算して求めることもできる。

【0063】エンジン150の回転数 $N_e$ が閾値 $N_1$ より小さいときには、ステップS 108およびS 110の

処理を繰り返し実行し、回転数 $N_e$ が閾値 $N_1$ 以上となると、吸気弁152の開閉タイミングを進角させてアイドル回転時のタイミングに設定する（ステップS 112）。そして、再びエンジン150の回転数 $N_e$ を入力し（ステップS 114）、入力した回転数 $N_e$ を閾値 $N_2$ と比較して（ステップS 116）、回転数 $N_e$ が閾値 $N_2$ 以上となるまでステップS 114およびS 116の処理を繰り返す。ここで、閾値 $N_2$ は、エンジン150のアイドル回転数またはこの回転数より若干小さな値として設定されるものである。エンジン150の回転数 $N_e$ が閾値 $N_2$ 以上になると、エンジン150への燃料の供給制御と点火プラグ162の点火制御を開始して（ステップS 118）、本ルーチンを終了する。なお、燃料の供給制御と点火制御は、制御CPU190から制御信号をEFIECU170に通信により送信することで、EFIECU170により実行される。

【0064】以上説明した実施例の動力出力装置110によれば、エンジン150の始動時に吸気弁152の開閉タイミングを遅角させることによりエンジン150の有効圧縮比を低下させ、モータMG 1によるエンジン150のモータリング（クランキング）を容易なものとしることができる。この結果、エンジン150とモータMG 1とを慣性マスとしたねじり振動の共振現象を生じる領域の回転数をすばやく通過することができる。また、エンジン150の有効圧縮比を低下させてエンジン150の圧縮トルクの振幅を小さくするから、エンジン150とモータMG 1とを慣性マスとしたねじり振動の振幅を小さくすることができる。この結果、ねじり振動の共振現象の際に生じる車体の振動やこもり音の発生、クランクシャフト156の破損等といった問題を抑制することができる。また、ねじり振動の振幅を抑制するダンパ157を簡易な構成のものとしることができる。

【0065】なお、実施例の停止時始動処理ルーチンでは、吸気弁152の開閉タイミングを遅角側の所定のタイミングとした後にエンジン150をモータMG 1によりモータリングし、エンジン150の回転数 $N_e$ がねじり振動の共振現象を生じる回転数の領域を越える値として設定された閾値 $N_1$ 以上となったら吸気弁152の開閉タイミングを進角し、更にエンジン150の回転数 $N_e$ がアイドル回転数近傍に設定された閾値 $N_2$ 以上となったときにエンジン150の燃料の供給制御および点火制御を行なったが、吸気弁152の開閉タイミングを遅角側の所定のタイミングとした後にエンジン150をモータMG 1によりモータリングし、エンジン150の回転数 $N_e$ がアイドル回転数近傍に設定された閾値 $N_2$ 以上となったときに吸気弁152の開閉タイミングを進角してエンジン150の燃料の供給制御および点火制御を行なうものとしてもよい。

【0066】実施例の動力出力装置110では、車両が走行していないときにエンジン150を始動するものと

したが、エンジン150を停止した状態でモータMG2からリングギヤ軸126に出力される動力のみで車両を走行させているときに、エンジン150を始動するときにも適用できる。以下、この状態におけるエンジン150の始動処理について図11のモータ駆動時始動処理ルーチンに基づき説明する。本ルーチンは、モータMG2から出力される動力のみで車両が走行している状態のときに、操作者の指示により、あるいは動力出力装置110の状態、例えば、バッテリー194の残容量BRMを検出する残容量検出器199からの検出信号に基づいてエンジン150の始動信号が制御装置180の制御CPU190に入力されることによって実行される。

【0067】本ルーチンが実行されると、制御装置180の制御CPU190は、まず、吸気弁152の開閉タイミングを遅角側の所定のタイミングに設定する（ステップS130）。続いて、リングギヤ軸126に出力すべきトルク（トルク指令値） $T_r^*$ に所定トルク $T_{ST}$ をギヤ比 $\rho$ で割ったものを加えてモータMG2のトルク指令値 $T_{m2}^*$ として設定すると共に（ステップS132）、モータMG1のトルク指令値 $T_{m1}^*$ に所定トルク $T_{ST}$ を設定して（ステップS134）、モータMG1の制御およびモータMG2の制御を行なう（ステップS136）。そして、図7の停止時駆動処理ルーチンのステップS108ないしS118と同一の処理であるステップS138ないしS148の処理を実行して本ルーチンを終了する。

【0068】ここで、トルク指令値 $T_r^*$ は、図示しないルーチンにより、運転者によって操作されるアクセルペダル164の踏込量とリングギヤ軸126の回転数 $N_r$ とに基づいて設定されるものであり、リングギヤ軸126延いては駆動輪116、118に出力すべきトルクの目標値である。したがって、モータMG2のトルク指令値 $T_{m2}^*$ を、トルク指令値 $T_r^*$ に所定トルク $T_{ST}$ をギヤ比 $\rho$ で割ったものを加えて設定することにより、モータMG1でエンジン150をモータリングする際に、リングギヤ軸126に生じる反力としてのトルクによってリングギヤ軸126に出力すべきトルクが変更されるのを防止することができる。なお、ステップS136のモータMG2の制御は、図12に例示するモータMG2の制御ルーチンにより行なわれる。図12のモータMG2の制御ルーチンは、図8に例示するモータMG1の制御ルーチンと全く同様であるから、その説明は省略する。

【0069】モータMG1によりエンジン150がモータリングされる際の共線図の変化の様子を図13と図14とに示す。図13はエンジン150が停止状態にありモータMG2から出力される動力のみで車両が走行状態とされているときの共線図であり、図14はエンジン150がモータMG1によりモータリングされた状態のときの共線図である。図13では、モータMG2からトル

ク $T_{m2}$ がリングギヤ軸126に出力されて車両は走行状態にあり、エンジン150は停止状態にある。この状態では、サンギヤ軸125は回転状態となり、モータMG1のロータ132が回転しているが、モータMG1のトルク $T_{m1}$ は値0であるから、モータMG1は再生も力行もされない。

【0070】この状態から図11のモータ駆動時始動処理ルーチンのステップS130ないしS136を実行すると、モータMG1は値 $T_{ST}$ のトルクをサンギヤ軸125に出力し、モータMG2は値 $T_{m2}$ に値 $T_{ST}/\rho$ を加えたトルクをリングギヤ軸126に出力する。このとき、エンジン150のクランクシャフト156は、サンギヤ軸125にトルクが加えられることにより、図13の釣り合いの状態が崩れ、回転し始める。そして、モータMG1からサンギヤ軸125に出力されるトルク $T_{m1}$ がエンジン150のピストン155の摺動摩擦やエンジン150の圧縮仕事などの抵抗力（トルク $T_e$ ）のサンギヤ軸125への寄与分（トルク $T_{es}$ ）と釣り合う状態となるまで、その回転数を増加させる。エンジン150の回転に対する抵抗力（トルク $T_e$ ）のリングギヤ軸126への寄与分（トルク $T_{er}$ ）は、モータMG2のトルク $T_{m2}$ の増加分（ $T_{ST}/\rho$ ）と釣り合うから、リングギヤ軸126へ出力されるトルクには変化はない。

【0071】以上説明した実施例の動力出力装置110によれば、モータMG2から出力される動力のみによって車両を走行としている最中にエンジン150を始動する際にも、エンジン150の始動時に吸気弁152の開閉タイミングを遅角させることにより、モータMG1によるエンジン150のモータリングを容易なものとし、エンジン150とモータMG1とを慣性マスとしたねじり振動の共振現象を生じる領域の回転数をすばやく通過させることができる。また、エンジン150の圧縮トルクの振幅を小さくして、エンジン150とモータMG1とを慣性マスとしたねじり振動の振幅を小さくすることができ、ねじり振動の共振現象の際に生じる車体の振動やこもり音の発生、クランクシャフト156の破損等といった問題を抑制することができる。しかも、モータMG2のトルク指令値 $T_{m2}^*$ をモータMG1によるモータリングの際にリングギヤ軸126に作用するトルクの分だけ増加するから、リングギヤ軸126に出力されるトルクをモータMG1のモータリングによらず一定に保つことができる。この結果、車両の乗り心地の低下を防止することができる。

【0072】実施例の動力出力装置110では、エンジン150とモータMG1とを慣性マスとしたねじり振動の共振現象がアイドル回転数より低い回転数で起こるため、アイドル回転数付近になるまでエンジン150の吸気弁152の開閉タイミングを遅角させてエンジン150をモータリングしたが、共振現象が生じる回転数領域

がアイドル回転数を含む場合やアイドル回転数を越えて存在する場合には、エンジン150の吸気弁152の開閉タイミングを近くさせたモータリングをアイドル回転数より大きな回転数となるまで行うものとしてもよい。

【0073】また、実施例の動力出力装置110では、エンジン150の吸気弁152の開閉タイミングを遅角させることによってエンジン150をよりスムーズにモータリングすることができること及びエンジン150とモータMG1とを慣性マスとしたねじり振動の共振現象を抑制することができることを、エンジン150の始動時のモータリングの際に適用したが、エンジン150の停止時のモータリングの際に適用するものとしてもよい。この場合には、例えば、図15に例示するエンジン停止処理ルーチンを実行すればよい。以下、この処理について簡単に説明する。

【0074】図15のエンジン停止処理ルーチンが実行されると、制御装置180の制御CPU190は、まず、エンジン150への燃料の供給を停止すると共に（ステップS160）、吸気弁152の開閉タイミングを遅角側の所定タイミングに設定する（ステップS162）。そして、エンジン150の回転数 $N_e$ を読み込み（ステップS164）、読み込んだ回転数 $N_e$ に基づいてモータMG1のトルク指令値 $T_{m1}^*$ を設定する（ステップS166）。ここで、トルク指令値 $T_{m1}^*$ を燃料供給が停止されたエンジン150の回転数 $N_e$ に基づいて設定するのは、エンジン150の燃料供給の停止の際の急激なトルク変動がトルクショックとしてリングギヤ軸126に出力されないようにするためである。したがって、実施例では、エンジン150の回転数 $N_e$ が滑らかに減少するよう実験により回転数 $N_e$ とモータMG1のトルク $T_{m1}$ との関係を求め、これをマップとしてROM190bに記憶しておき、エンジン150の回転数 $N_e$ が与えられると、このマップを用いてモータMG1のトルク指令値 $T_{m1}^*$ を導出するものとした。このようにモータMG1のトルク指令値 $T_{m1}^*$ を設定することにより、エンジン150は、モータMG1によりモータリングされることになる。

【0075】続いて、リングギヤ軸126に出力すべきトルク（トルク指令値） $T_r^*$ にトルク指令値 $T_{m1}^*$ をギヤ比 $\rho$ で割ったものを加えてモータMG2のトルク指令値 $T_{m2}^*$ を設定し（ステップS168）、設定したトルク指令値 $T_{m1}^*$ 、 $T_{m2}^*$ を用いてモータMG1およびモータMG2の制御を行ない（ステップS170）、回転数 $N_e$ と閾値 $N_3$ とを比較する（ステップS172）。ここで、モータMG1の制御は図8に例示したモータMG1の制御ルーチンにより、モータMG2の制御は図12に例示したモータMG2の制御ルーチンにより行なわれるから、これらの制御についての説明は重複するから省略する。また、閾値 $N_3$ は、上述した共振現象を生じる回転数の下限値以下の値として設定される

ものであり、エンジン150とモータMG1とからなる慣性マスの特性によって定められるものである。したがって、閾値 $N_3$ は共振現象を生じる回転数の下限値以下の値であれば如何なる値でもよいから、例えば値0としてもよいことは勿論である。

【0076】エンジン150の回転数 $N_e$ が閾値 $N_3$ より大きいときには、まだ共振現象を生じる領域にあると判断し、吸気弁152の開閉タイミングを遅角側の所定タイミングに設定された状態でのトルク制御処理、即ちステップS164ないしS172の処理を繰り返し実行する。このように制御することにより、エンジン150とモータMG1とを慣性マスとしたねじり振動の共振現象を生じる領域にエンジン150の回転数 $N_e$ が存在しても、エンジン150の圧縮トルクの振幅は小さなものとするから、この慣性マスのねじり振動の振幅を小さくすることができる。

【0077】一方、エンジン150の回転数 $N_e$ が閾値 $N_3$ 以下のときには、共振現象を生じる領域を通過したと判断し、吸気弁152の開閉タイミングを通常のタイミングに戻して（ステップS174）、回転数 $N_e$ を閾値 $N_4$ と比較する（ステップS176）。ここで、閾値 $N_4$ は、モータMG1のトルク $T_{m1}$ を値0としてエンジン150を自然に停止させたときに生じるトルク変動が小さく、リングギヤ軸126へのトルクショックが許容される範囲内となるエンジン150の回転数として設定されるものであり、エンジン150の特性やモータMG1の特性などによって定められるものである。

【0078】エンジン150の回転数 $N_e$ が閾値 $N_4$ より大きいときには、まだリングギヤ軸126へのトルクショックが生じると判断し、吸気弁152の開閉タイミングを通常のタイミングに設定された状態でのトルク制御処理、即ちステップS164ないしS176の処理を繰り返し実行し、エンジン150の回転数 $N_e$ が閾値 $N_4$ 以下のときには、モータMG1のトルク指令値 $T_{m1}^*$ に値0を設定すると共に（ステップS178）、モータMG1のトルク指令値 $T_{m2}^*$ にリングギヤ軸126へ出力すべきトルクの指令値 $T_r^*$ を設定して（ステップS180）、モータMG1の制御およびモータMG2の制御を行ない（ステップS182）、本ルーチンを終了する。こうした制御によってリングギヤ軸126にはトルクショックは生じない。

【0079】以上説明したエンジン150の停止処理によれば、エンジン150とモータMG1とを慣性マスとしたねじり振動の共振現象を生じる領域にエンジン150の回転数が存在するときには、吸気弁152の開閉タイミングを遅角側の所定タイミングに設定するから、エンジン150の圧縮トルクの振幅が小さくなり、この慣性マスのねじり振動の振幅を小さくすることができる。したがって、ねじり振動の共振現象の際に生じる車体の振動やこもり音の発生、クランクシャフト156の破損

等といった問題を抑制することができる。しかも、エンジン 150 の回転数  $N_e$  が閾値  $N_4$  以下となるまでエンジン 150 はモータ MG1 によってモータリングされるから、リングギヤ軸 126 に生じ得るトルクショックを防止することができる。

【0080】こうしたエンジン 150 の停止処理では、エンジン 150 の回転数  $N_e$  が閾値  $N_3$  以下となったら吸気弁 152 の開閉タイミングを通常のタイミングとしたが、エンジン 150 の回転が停止するまで吸気弁 152 の開閉タイミングを遅角側の所定タイミングとしてもよい。この場合の処理は、図 15 のエンジン停止処理ルーチンからステップ S174 と S176 の処理を省けばよい。

【0081】また、図 15 のエンジン停止処理ルーチンでは、アクセルペダル 164 が踏み込まれてリングギヤ軸 126 にトルクを出力している状態のときにエンジン 150 の運転を停止したが、車両が停止しているときにエンジン 150 の運転を停止するものとしてもよい。この場合、アクセルペダル 164 は踏み込まれていないから、ステップ S168 と S180 におけるモータ MG2 のトルク指令値  $T_{m2}^*$  の設定は、それぞれのトルク指令値  $T_{m2}^*$  を求める式中の  $T_r^*$  に値 0 を代入して用いればよい。

【0082】次に本発明の第 2 の実施例としての動力出力装置 110B について説明する。第 2 実施例の動力出力装置 110B は、第 1 実施例の動力出力装置 110 の構成と同一の構成をしている。したがって、第 2 実施例の動力出力装置 110B の構成のうち第 1 実施例の動力出力装置 110 と同一の構成については同一の符号を付し、その説明は省略する。なお、明示しない限り第 1 実施例の説明の際に用いた符号はそのまま同じ意味で用いる。

【0083】第 2 実施例の動力出力装置 110B では、エンジン 150 の始動時の処理として図 16 に例示する停止時始動処理ルーチンを行なう。この停止時始動処理ルーチンは、第 1 実施例と同様に、車両が停止しているときにスタータスイッチ 179 がオンとされたときに実行される。本ルーチンが実行されると、制御装置 180 \*

$$T_{m1}^* \leftarrow T_{m1}^* + K1(N_s^* - N_s) + K2 \int (N_s^* - N_s) dt \quad \dots\dots(9)$$

【0087】そして、エンジン 150 の回転数  $N_e$  を閾値  $N_2$  と比較し（ステップ S218）、回転数  $N_e$  が閾値  $N_2$  以上となるまでステップ S202 ないし S218 の処理を繰り返し、回転数  $N_e$  が閾値  $N_2$  以上になったときに燃料供給制御と点火制御を開始してエンジン 150 を始動する（ステップ S220）。

【0088】こうした図 16 に例示する停止時始動処理ルーチンを実行したときのサンギヤ軸 125 の目標回転数  $N_s^*$  の変化の様子やエンジン 150 の回転数  $N_e$  の変化の様子の一例を図 17 に示す。図示するように、エ

\* の制御 CPU190 は、まず、リングギヤ軸 126 がロック状態となるようモータ MG2 を制御する（ステップ S202）。そして、エンジン 150 の回転数  $N_e$  を読み込み（ステップ S202）、読み込んだ回転数  $N_e$  を閾値  $N_5$  と比較する（ステップ S204）。ここで、閾値  $N_5$  は、エンジン 150 とモータ MG1 とからなる慣性マスが共振現象を生じる回転数の上限値以上の値として設定されるものであり、エンジン 150 やモータ MG1 などの特性によって定められる。

【0084】エンジン 150 の回転数  $N_e$  が閾値  $N_5$  以下のときには、変化量  $\Delta N$  に所定値  $N_{s1}$  を設定し（ステップ S206）、閾値  $N_5$  より大きいときには、変化量  $\Delta N$  に所定値  $N_{s2}$  を設定して（ステップ S208）、設定した変化量  $\Delta N$  をサンギヤ軸 125 の目標回転数  $N_s^*$  に加えて新たな目標回転数  $N_s^*$  を設定する（ステップ S210）。ここで、所定値  $N_{s1}$  および所定値  $N_{s2}$  は、サンギヤ軸 125 の目標回転数  $N_s^*$  の増加量として設定されるものであり、実施例では、所定値  $N_{s1}$  を所定値  $N_{s2}$  より大きくするよう設定されている。したがって、エンジン 150 の回転数  $N_e$  が閾値  $N_5$  以下のときの方が、閾値  $N_5$  より大きいときに比してサンギヤ軸 125 の目標回転数  $N_s^*$  の増加量が大きくなる。

【0085】こうしてサンギヤ軸 125 の目標回転数  $N_s^*$  を設定すると、サンギヤ軸 125 の回転数  $N_s$  を読み込み（ステップ S212）、設定した目標回転数  $N_s^*$  と読み込んだ回転数  $N_s$  を用いて次式（9）によりモータ MG1 のトルク指令値  $T_{m1}^*$  を設定して（ステップ S214）、モータ MG1 の制御を行なう（ステップ S216）。ここで、式（9）中の右辺第 2 項は回転数  $N_s$  の目標回転数  $N_s^*$  からの偏差を打ち消す比例項であり、右辺第 3 項は定常偏差をなくす積分項である。このようにトルク指令値  $T_{m1}^*$  を設定してモータ MG1 を制御することにより、サンギヤ軸 125 を目標回転数  $N_s^*$  で回転させることができる。

【0086】

【数 7】

エンジン 150 の回転数  $N_e$  が閾値  $N_5$  になるまでサンギヤ軸 125 の目標回転数  $N_s^*$  は、所定値  $N_{s2}$  より大きな所定値  $N_{s1}$  の変化量  $\Delta N$  で増加し、その後所定値  $N_{s2}$  の変化量  $\Delta N$  で増加する。いま、車両は停止しているから、共線図は図 10 と同様な状態となる。したがって、サンギヤ軸 125 の目標回転数  $N_s^*$  の変化は、リニアな関係としてエンジン 150 の目標回転数  $N_e^*$  の変化としてみる事ができる。ただし、目標回転数  $N_s^*$  と目標回転数  $N_e^*$  との間には、 $N_s^* : 1 + \rho = N_e^* : \rho$  の関係がある。

25

【0089】サンギヤ軸125の目標回転数 $N_s^*$ を変化させることによりエンジン150の目標回転数 $N_e^*$ を変化させてモータMG1を駆動制御すると、エンジン150の回転数 $N_e$ は、モータMG1がフィードバック制御されることから、図示するように目標回転数 $N_e^*$ の若干下側を推移する。実施例では、エンジン150の回転数 $N_e$ が共振現象を生じる領域の上限値以上に設定された閾値 $N_5$ を越えるまでは、目標回転数 $N_e^*$ を大きな変化量で増加させるから、エンジン150の回転数 $N_e$ も急速に大きくなり、共振現象を生じる領域を素早く通過する。このまま、大きな変化量で目標回転数 $N_e^*$ を増加させると、エンジン150の回転数 $N_e$ は、閾値 $N_2$ となった後にオーバーシュートすることになるが、実施例では、閾値 $N_5$ 以降は目標回転数 $N_s^*$ の変化量 $\Delta N$ を所定値 $N_{s1}$ より小さな所定値 $N_{s2}$ として目標回転数 $N_e^*$ の変化量を小さくしているから、エンジン150の回転数 $N_e$ はオーバーシュートすることなく、アイドル回転数に落ち着く。

【0090】以上説明した第2実施例の動力出力装置110Bによれば、エンジン150とモータMG1とを慣性マスとしたねじり振動の共振現象を生じる領域の上限値を越えるまでエンジン150の目標回転数 $N_e^*$ の変化量を大きくして、この回転数となるようモータMG1によりエンジン150をモータリングすることにより、共振現象を生じる領域を素早く通過することができる。この結果、ねじり振動の共振現象の際に生じる車体の振動やこもり音の発生、クランクシャフト156の破損等といった問題を抑制することができ、ねじり振動の振幅を抑制するダンパ157を簡易な構成のものとすることができる。しかも、共振現象を生じる領域を越えた後は、エンジン150の目標回転数 $N_e^*$ の変化量を小さくするから、エンジン150の回転数 $N_e$ がアイドル回転数を大きく上回るといったオーバーシュートを防止することができる。

【0091】次に、第2実施例の動力出力装置110Bにおいて、エンジン150を停止した状態でモータMG2からリングギヤ軸126に出力される動力のみで車両を走行させているときのエンジン150の始動処理について図18のモータ駆動時始動処理ルーチンに基づき説明する。本ルーチンも、第1実施例と同様に、モータMG2から出力される動力のみで車両が走行している状態のときに、操作者の指示により、あるいは動力出力装置110の状態、例えば、バッテリー194の残容量BRMを検出する残容量検出器199からの検出信号に基づいてエンジン150の始動信号が制御装置180の制御CPU190に入力されることによって実行される。

【0092】本ルーチンが実行されると、制御装置180の制御CPU190は、まず、図16の停止時始動処理ルーチンのステップS202ないしS214の処理と同一のステップS232ないしS244の処理、即ち、

26

エンジン150の回転数 $N_e$ を読み込み（ステップS232）、回転数 $N_e$ に応じて変化量 $\Delta N$ を設定し（ステップS234～S238）、この変化量 $\Delta N$ を用いてサンギヤ軸125の目標回転数 $N_s^*$ を設定し（ステップS240）、サンギヤ軸125の回転数 $N_s$ を読み込んで（ステップS242）、上述の式（9）によりモータMG1のトルク指令値 $T_{m1}^*$ を設定（ステップS244）する処理を行なう。続いて、リングギヤ軸126に出力すべきトルクの指令値 $T_r^*$ に設定されたトルク指令値 $T_{m1}^*$ をギヤ比 $\rho$ で割ったものを加えてモータMG2のトルク指令値 $T_{m2}^*$ として設定し（ステップS245）、モータMG1の制御およびモータMG2の制御を行なう（ステップS246）。ここで、モータMG2のトルク指令値 $T_{m2}^*$ を、トルク指令値 $T_r^*$ にトルク指令値 $T_{m1}^*$ をギヤ比 $\rho$ で割ったものを加えて設定するのは、モータMG1でエンジン150をモータリングする際にリングギヤ軸126に生じる反力としてのトルクによってリングギヤ軸126に出力すべきトルクが変更されるのを防止することができる。こうしたステップS232ないしS246の処理をエンジン150の回転数 $N_e$ が閾値 $N_2$ 以上となるまで繰り返し（ステップS248）、回転数 $N_e$ が閾値 $N_2$ 以上となったときに、燃料供給制御と点火制御を開始してエンジン150を始動する（ステップS250）。

【0093】こうした図18に例示するモータ駆動時始動処理ルーチンを実行したときのサンギヤ軸125の目標回転数 $N_s^*$ の変化の様子やエンジン150の回転数 $N_e$ の変化の样子の一例を図19に示す。エンジン150を停止した状態でモータMG2からリングギヤ軸126に出力される動力のみで車両を走行させているときは、図13に例示する共線図の状態であるから、サンギヤ軸125の目標回転数 $N_s^*$ は負の値となる。この状態から、図18に例示するモータ駆動時始動処理ルーチンを実行するから、図19は図17と比してサンギヤ軸125の目標回転数 $N_s^*$ の初期値のみ異なるものとなる。

【0094】以上説明したモータ駆動時の始動処理によれば、モータMG2から出力される動力のみによって車両を走行としている最中にエンジン150を始動する際にも、エンジン150とモータMG1とを慣性マスとしたねじり振動の共振現象を生じる領域の上限値を越えるまでエンジン150の目標回転数 $N_e^*$ の変化量を大きくして、この回転数となるようモータMG1によりエンジン150をモータリングすることにより、共振現象を生じる領域を素早く通過することができる。この結果、ねじり振動の共振現象の際に生じる車体の振動やこもり音の発生、クランクシャフト156の破損等といった問題を抑制することができ、ねじり振動の振幅を抑制するダンパ157を簡易な構成のものとすることができる。しかも、共振現象を生じる領域を越えた後は、エンジン

150の目標回転数 $N_e^*$ の変化量を小さくするから、エンジン150の回転数 $N_e$ がアイドル回転数を大きく上回るといったオーバーシュートを防止することができる。

【0095】第2実施例の動力出力装置110Bでは、エンジン150とモータMG1とを慣性マスとしたねじり振動の共振現象がアイドル回転数より低い回転数で起こるため、この回転数を越えるまでエンジン150の目標回転数 $N_e^*$ の変化量を大きくして、エンジン150の回転数 $N_e$ がこの共振現象を生じる領域を素早く通過するようにしたが、共振現象が生じる回転数領域がアイドル回転数を含む場合やアイドル回転数を越えて存在する場合には、これらの回転数を越えるまでエンジン150の目標回転数 $N_e^*$ の変化量を大きくするものとしてもよい。

【0096】また、第2実施例の動力出力装置110Bでは、エンジン150とモータMG1とを慣性マスとしたねじり振動の共振現象を生じる領域を越えるまでエンジン150の目標回転数 $N_e^*$ の変化量を大きくして、エンジン150の回転数 $N_e$ がこの共振現象を生じる領域を素早く通過する手法をエンジン150の始動時のモータリングの際に適用したが、エンジン150の停止時のモータリングの際に適用するものとしてもよい。この場合には、例えば、図20に例示するエンジン停止処理ルーチンを実行すればよい。以下、この処理について簡単に説明する。

【0097】図20のエンジン停止処理ルーチンが実行されると、制御装置180の制御CPU190は、まず、エンジン150への燃料の供給を停止する（ステップS260）。続いて、エンジン150の回転数 $N_e$ を読み込み（ステップS262）、読み込んだ回転数 $N_e$ を閾値 $N_6$ と比較する（ステップS264）。閾値 $N_6$ は、上述した共振現象を生じる回転数の下限値以下の値として設定されるものであり、エンジン150とモータMG1とからなる慣性マスの特性によって定められるものである。エンジン150の回転数 $N_e$ が閾値 $N_6$ 以下のときには、変化量 $\Delta N$ に所定値 $N_{s1}$ を設定し（ステップS266）、閾値 $N_6$ より大きいときには、変化量 $\Delta N$ に所定値 $N_{s2}$ を設定して（ステップS268）、設定した変化量 $\Delta N$ をサンギヤ軸125の目標回転数 $N_{s^*}$ から減じて新たな目標回転数 $N_{s^*}$ を設定する（ステップS270）。したがって、エンジン150の回転数 $N_e$ が閾値 $N_5$ 以下のときは、閾値 $N_5$ より大きいときに比してサンギヤ軸125の目標回転数 $N_{s^*}$ の変化量が大きくなる。

【0098】こうしてサンギヤ軸125の目標回転数 $N_{s^*}$ を設定すると、サンギヤ軸125の回転数 $N_s$ を読み込み（ステップS272）、上式（9）によりモータMG1のトルク指令値 $T_{m1^*}$ を設定すると共に（ステップS274）、リングギヤ軸126に出力すべきトル

クの指令値 $T_r^*$ に設定されたトルク指令値 $T_{m1^*}$ をギヤ比 $p$ で割ったものを加えてモータMG2のトルク指令値 $T_{m2^*}$ として設定し（ステップS276）、モータMG1の制御およびモータMG2の制御を行なう（ステップS278）。こうしたステップS262ないしS278の処理をモータMGのトルク $T_{m1}$ を値0としてもトルクショックがリングギヤ軸126に生じないようにするまで、即ちエンジン150の回転数 $N_e$ が閾値 $N_4$ 以下となるまで繰り返す（ステップS280）、回転数 $N_e$ が閾値 $N_4$ 以下となったときに、モータMG1のトルク指令値 $T_{m1^*}$ に値0を設定すると共に（ステップS282）、モータMG1のトルク指令値 $T_{m2^*}$ にリングギヤ軸126へ出力すべきトルクの指令値 $T_r^*$ を設定して（ステップS284）、モータMG1の制御およびモータMG2の制御を行ない（ステップS286）、本ルーチンを終了する。

【0099】こうしたエンジン150の停止処理の動作は、車両が停止しているときには、図17の時間軸を反転させた動作となり、車両が走行しているときには、図19の時間軸を反転させた動作となる。なお、車両が停止しているときにエンジン150の運転を停止するもの場合には、アクセルペダル164は踏み込まれていないから、ステップS276とS284におけるモータMG2のトルク指令値 $T_{m2^*}$ の設定は、それぞれのトルク指令値 $T_{m2^*}$ を求める式中の $T_r^*$ に値0を代入して用いられよい。

【0100】以上説明したエンジン150の停止処理によれば、エンジン150とモータMG1とを慣性マスとしたねじり振動の共振現象を生じる領域にエンジン150の回転数 $N_e$ が存在するときには、エンジン150の目標回転数 $N_e^*$ の変化量を大きくすることにより、共振現象を生じる領域を素早く通過することができる。この結果、ねじり振動の共振現象の際に生じる車体の振動やこもり音の発生、クランクシャフト156の破損等といった問題を抑制することができ、ねじり振動の振幅を抑制するダンパ157を簡易な構成のものとすることができる。しかも、エンジン150の回転数 $N_e$ が閾値 $N_4$ 以下となるまでエンジン150はモータMG1によってモータリングされるから、リングギヤ軸126に生じ得るトルクショックを防止することができる。

【0101】次に、こうした第1実施例の動力出力装置110や第2実施例の動力出力装置110Bでは、図21にブロック図として例示する共振判定回路200を備えることにより、エンジン150とモータMG1とからなる慣性マスがねじり振動の共振現象を生じているか否かを判定することができる。共振判定回路200は、図示するように、エンジン150の回転数 $N_e$ を入力することによりエンジン150の回転数 $N_e$ の周波数成分から共振現象を生じる周波数領域のみを通過させるバンドパスフィルタ201と、バンドパスフィルタ201から



出力された周波数成分の振幅の絶対値を所定時間に亘って積分して共振エネルギーに相当する信号を求める積分回路 202 と、積分回路 202 から出力される共振エネルギーに相当する信号を増幅する信号増幅回路 203 と、5 ボルトの電源から所定の電圧レベルの比較信号を作成する抵抗 R1 および R2 と、信号増幅回路 203 から出力された共振エネルギーに相当する信号のレベルが比較信号のレベルより大きくなったときにローアクティブとなるコンパレータ 204 とを備える。この共振判定回路 200 の入力端子であるバンドパスフィルタ 201 の入力ポートは、エンジン 150 の回転数 Ne を出力する制御 CPU 190 の出力ポートと接続されており、共振判定回路 200 の出力端子であるコンパレータ 204 の出力ポートは、制御 CPU 190 の入力ポートに接続されている。このため、制御 CPU 190 は、共振判定回路 200 にエンジン 150 の回転数 Ne を出力することにより、共振判定回路 200 からエンジン 150 とモータ MG1 とからなる慣性マスの共振エネルギーが所定エネルギー以上となったことを現わす信号を受け取ることになる。したがって、制御 CPU 190 により、共振判定回路 200 から共振エネルギーが所定エネルギー以上となったことを現わす信号を受け取ったときには、共振現象による弊害を防止する制御、例えば、モータ MG1 によりエンジン 150 をモータリングする処理を停止する制御などを行なうこともでき、こうすれば、ねじり振動の共振現象の際に生じる車体の振動やこもり音の発生、クランクシャフト 156 の破損等といった問題をより確実に抑制することができる。

【0102】こうしたねじり振動の共振現象が生じたときにモータ MG1 によるエンジン 150 のモータリングを停止する制御は、図 22 に例示する共振判定処理ルーチンによっても行なうことができる。以下、この処理について簡単に説明する。図 22 に例示する共振判定処理ルーチンが実行されると、制御装置 180 の制御 CPU 190 は、まず、エンジン 150 の回転数 Ne を読み込み（ステップ S310）、読み込んだ回転数 Ne が閾値 N7 と閾値 N8 との間にあるか否かを判定する（ステップ S312）。閾値 N7 はエンジン 150 とモータ MG1 とからなる慣性マスが共振現象を生じる領域の下限值以下の値として設定されるものであり、閾値 N8 は共振現象を生じる領域の上限値以上の値として設定されるものである。

【0103】エンジン 150 の回転数 Ne がこの閾値 N7 と閾値 N8 との間になくときには、共振判定フラグ F に値 0 を設定すると共に（ステップ S314）、カウンタ C に値 0 を設定して（ステップ S316）、本ルーチンを終了する。

【0104】一方、エンジン 150 の回転数 Ne がこの閾値 N7 と閾値 N8 との間にあるときには、共振判定フラグ F が値 0 か否かを判定し（ステップ S318）、共

共振判定フラグ F が値 0 のときには、この共振判定フラグ F に値 1 を設定すると共にカウンタ C に値 0 を設定し（ステップ S320 および S322）、共振判定フラグ F が値 1 のときには、カウンタ C をインクリメントする（ステップ S324）。そして、カウンタ C と閾値 Cref とを比較する（ステップ S326）。ここで、閾値 Cref は、エンジン 150 の回転数 Ne が共振現象を生じる領域に入ってから経過時間の許容範囲の最大値かそれより若干小さい値として設定されるものであり、本ルーチンの起動頻度などによって定められる。エンジン 150 とモータ MG1 とからなる慣性マスのねじり振動の振幅は、エンジン 150 の回転数 Ne が共振現象を生じる領域に入ってから経過時間に伴って大きくなる。このねじり振動の振幅は共振エネルギーを反映するから、共振現象の結果生じ得る車体の振動やこもり音の発生、クランクシャフト 156 の破損等の不都合は、ねじり振動の振幅が大きくなるにつれて顕著となる。したがって、実施例では、こうしたねじり振動の振幅が許容される大きさを越えるまでに要する時間より短い時間となるよう閾値 Cref を設定するのである。

【0105】カウンタ C が閾値 Cref 未満のときには、まだねじり振動の振幅は小さいと判断して本ルーチンを終了し、カウンタ C が閾値 Cref 以上のときには、ねじり振動の振幅が大きくなり許容振幅を越えそうになると判断して、モータ MG1 によるエンジン 150 のモータリングを停止するべくエンジン 150 の停止指令を出力する（ステップ S328）。

【0106】以上説明した共振判定処理ルーチンによれば、エンジン 150 とモータ MG1 とを慣性マスとするねじり振動の振幅が許容振幅を越えそうになるのを判定することができる。この結果、この判定に基づいてモータ MG1 によるエンジン 150 のモータリングを停止することにより、共振現象の際に生じ得る車体の振動やこもり音の発生、クランクシャフト 156 の破損等の不都合を防止することができる。

【0107】以上説明した各実施例では、モータ MG1 およびモータ MG2 に PM 形（永久磁石形；Permanent Magnet type）同期電動機を用いたが、回生動作および力行動作の双方が可能なものであれば、その他にも、VR 形（可変リラクタンス形；Variable Reluctance type）同期電動機や、バーニアモータや、直流電動機や、誘導電動機や、超電導モータや、ステップモータなどを用いることもできる。

【0108】また、各実施例では、第 1 および第 2 の駆動回路 191、192 としてトランジスタインバータを用いたが、その他に、IGBT（絶縁ゲートバイポーラモードトランジスタ；Insulated Gate Bipolar mode Transistor）インバータや、サイリスタインバータや、電圧 PWM（パルス幅変調；Pulse Width Modulation）インバータや、方形波インバータ（電圧形インバータ、電

流形インバータ) や、共振インバータなどを用いることもできる。

【0109】さらに、バッテリー194としては、Pbバッテリー、NiMHバッテリー、Liバッテリーなどを用いることができるが、バッテリー194に代えてキャパシタを用いることもできる。

【0110】各実施例では、エンジン150のクランクシャフト156がダンパ157およびキャリア軸127を介してプラネタリギヤ120、モータMG1およびモータMG2に接続されており、モータMG1によりエンジン150のクランクシャフト156をモータリングするものとしたが、図23に例示する変形例の動力出力装置210のような構成としてもよい。この変形例の動力出力装置210では、変速機TMを中立状態(ニュートラル)とすると共にプラネタリギヤPGに取り付けられたクラッチCL1およびクラッチCL2を係合状態とすることにより、エンジンEGのクランクシャフトCSは、ダンパDNPおよびプラネタリギヤPGを介してモータMGに接続され、モータMGによるモータリングが可能となる。したがって、この変形例の動力出力装置210でも、第1実施例で説明した図7の停止時始動処理ルーチンや図11のモータ駆動時始動処理ルーチン、図15のエンジン停止処理ルーチン、第2実施例で説明した図16の停止時始動処理ルーチンや図18のモータ駆動時始動処理ルーチン、図20のエンジン停止処理ルーチンなどを実行することができる。ただし、変形例の動力出力装置210では、上述したように、ハード構成が異なることから、上述の各ルーチンの適用には若干の修正が必要である。例えば、図7の停止時始動処理ルーチンの適用では、ステップS100ないしS106の処理に代えて、図24に例示するステップS400ないしS406の処理を行なえばよい。即ち、まず変速機TMを中立状態とすると共に(ステップS400)、クラッチCL1およびクラッチCL2を係合状態とし(ステップS401)、吸気弁の開閉タイミングを遅角側の所定のタイミングに設定した後に(ステップS402)、モータMGのトルク指令値 $T_m^*$ にモータリング用の所定トルクTSTを設定して(ステップS404)、モータMGの制御を行なえばよいのである。

【0111】また、こうした変形例の動力出力装置210でも、図21に例示する共振判定回路200を備えたり、図22に例示する共振判定処理ルーチンを実行したりすることもできる。

【0112】このように、本発明ではエンジンのクランクシャフトがダンパを介して機械的にモータに接続されていれば如何なる構成であってもよいから、図25に例示する変形例の動力出力装置310のように、エンジンEGのクランクシャフトCSがダンパDNPを介して直接モータMGに接続される構成としてもよい。

【0113】以上、本発明の実施の形態について説明し

たが、本発明はこうした実施の形態に何等限定されるものではなく、例えば、実施例の動力出力装置を船舶、航空機などの交通手段やその他各種産業機械などに搭載する態様など、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において、種々なる形態で実施し得ることは勿論である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例としての動力出力装置110を搭載した車両の概略構成を示す構成図である。

【図2】プラネタリギヤ120、モータMG1、モータMG2および制御装置180を中心に実施例の動力出力装置110を例示する構成図である。

【図3】実施例の動力出力装置110のプラネタリギヤ120、モータMG1およびモータMG2の部分拡大して示す拡大図である。

【図4】実施例の動力出力装置110の動作原理を説明するためのグラフである。

【図5】プラネタリギヤ120に結合された3軸の回転数とトルクの関係を示す共線図である。

【図6】プラネタリギヤ120に結合された3軸の回転数とトルクの関係を示す共線図である。

【図7】制御装置180の制御CPU190により実行される停止時始動処理ルーチンを例示するフローチャートである。

【図8】制御装置180の制御CPU190により実行されるモータMG1の制御ルーチンを例示するフローチャートである。

【図9】吸気弁152の開閉タイミングとエンジン150の圧縮トルクとの関係を例示する説明図である。

【図10】モータMG1によりエンジン150がモータリング状態にある際の共線図である。

【図11】制御装置180の制御CPU190により実行されるモータ駆動時始動処理ルーチンを例示するフローチャートである。

【図12】制御装置180の制御CPU190により実行されるモータMG2の制御ルーチンを例示するフローチャートである。

【図13】エンジン150が停止状態にありモータMG2から出力される動力のみで車両が駆動されているときの共線図である。

【図14】モータMG2から出力される動力のみで車両が走行状態にあるときに、エンジン150がモータMG1によりモータリングされている際の共線図である。

【図15】制御装置180の制御CPU190により実行されるエンジン停止処理ルーチンを例示するフローチャートである。

【図16】第2実施例の制御装置180により実行される停止時始動処理ルーチンを例示するフローチャートである。

【図17】図16に例示する停止時始動処理ルーチンを実行したときのサンギヤ軸125の目標回転数 $N_s^*$ や

エンジン 150 の回転数  $N_e$  の変化の様子の一例を示す説明図である。

【図 18】第 2 実施例の制御装置 180 により実行されるモータ駆動時始動処理ルーチンを例示するフローチャートである。

【図 19】図 18 に例示する停止時始動処理ルーチンを実行したときのサンギヤ軸 125 の目標回転数  $N_{s*}$  やエンジン 150 の回転数  $N_e$  の変化の様子の一例を示す説明図である。

【図 20】第 2 実施例の制御装置 180 により実行されるエンジン停止処理ルーチンを例示するフローチャートである。

【図 21】共振判定回路 200 の概略構成を例示するブロック図である。

【図 22】第 1 実施例や第 2 実施例の制御装置 180 により実行される共振判定処理ルーチンを例示するフローチャートである。

【図 23】変形例の動力出力装置 210 の概略構成を示す構成図である。

【図 24】変形例の動力出力装置 210 が実行する停止時始動処理ルーチンの一部を例示するフローチャートである。

【図 25】変形例の動力出力装置 310 の概略構成を示す構成図である。

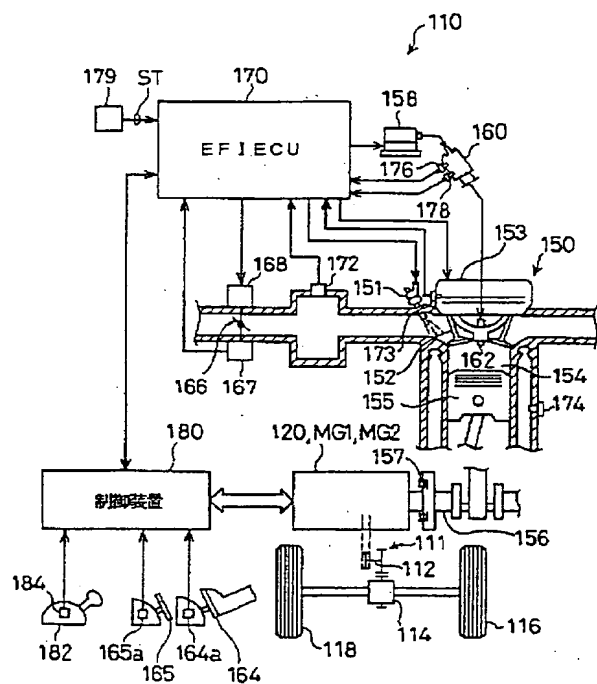
#### 【符号の説明】

110…動力出力装置  
111…動力伝達ギヤ  
112…駆動軸  
114…ディファレンシャルギヤ  
116, 118…駆動輪  
119…ケース  
120…プラネタリギヤ  
121…サンギヤ  
122…リングギヤ  
123…プラネタリピニオンギヤ  
124…プラネタリキャリア  
125…サンギヤ軸  
126…リングギヤ軸  
127…キャリア軸  
128…動力取出ギヤ  
129…チェーンベルト  
132…ロータ  
133…ステータ  
134…三相コイル  
135…永久磁石  
139…レゾルバ  
142…ロータ  
143…ステータ  
144…三相コイル  
145…永久磁石

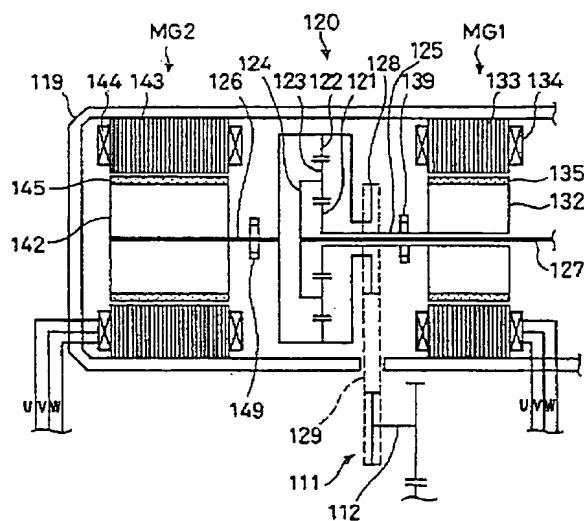
149…レゾルバ  
150…エンジン  
151…燃料噴射弁  
152…吸気弁  
153…開閉タイミング変更機構  
154…燃焼室  
155…ピストン  
156…クランクシャフト  
157…ダンパ  
158…イグナイタ  
160…ディストリビュータ  
162…点火プラグ  
164…アクセルペダル  
164a…アクセルペダルポジションセンサ  
165…ブレーキペダル  
165a…ブレーキペダルポジションセンサ  
166…スロットルバルブ  
167…スロットルバルブポジションセンサ  
168…アクチュエータ  
170…EFIECU  
172…吸気管負圧センサ  
173…カムシャフトポジションセンサ  
174…水温センサ  
176…回転数センサ  
178…回転角度センサ  
179…スタータスイッチ  
180…制御装置  
182…シフトレバー  
184…シフトポジションセンサ  
190…制御CPU  
190a…RAM  
190b…ROM  
191…第 1 の駆動回路  
192…第 2 の駆動回路  
194…バッテリー  
195, 196…電流検出器  
197, 198…電流検出器  
199…残容量検出器  
200…共振判定回路  
201…バンドパスフィルタ  
202…積分回路  
203…信号増幅回路  
204…コンパレータ  
210…動力出力装置  
310…動力出力装置  
L1, L2…電源ライン  
MG1…モータ  
MG2…モータ  
R1, R2…抵抗  
Tr1~Tr6…トランジスタ

Tr11~Tr16…トランジスタ

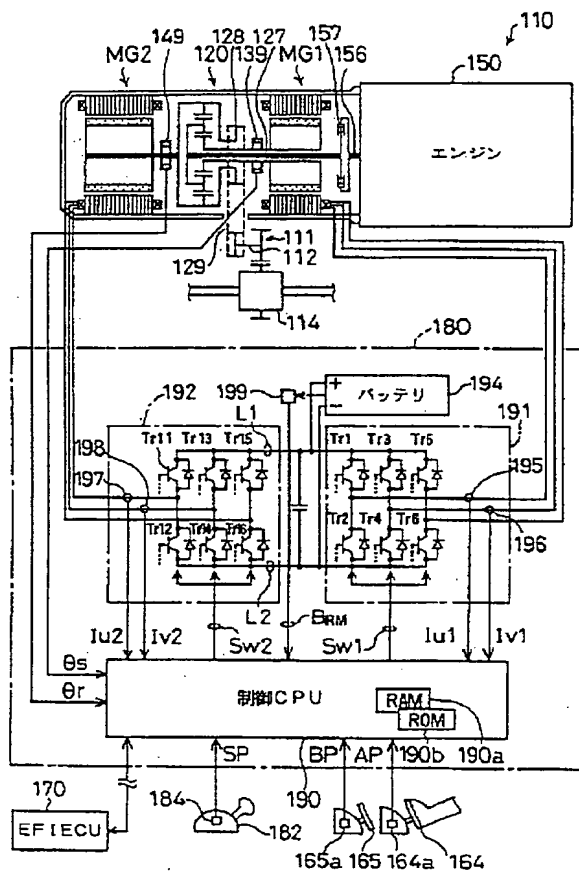
【図1】



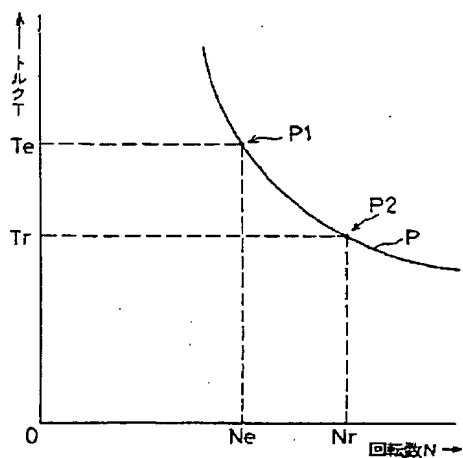
【図3】



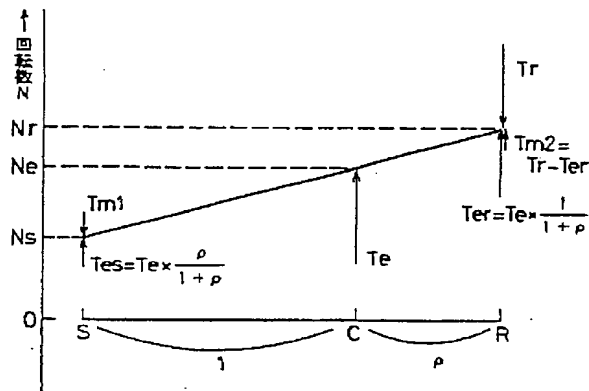
【図2】



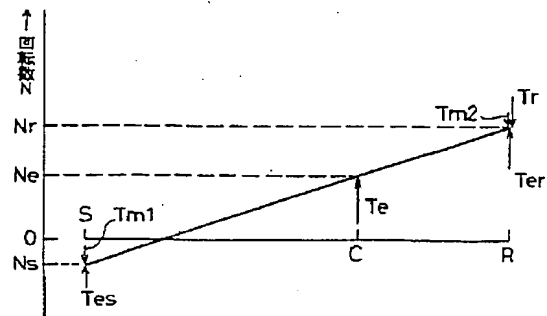
【図4】



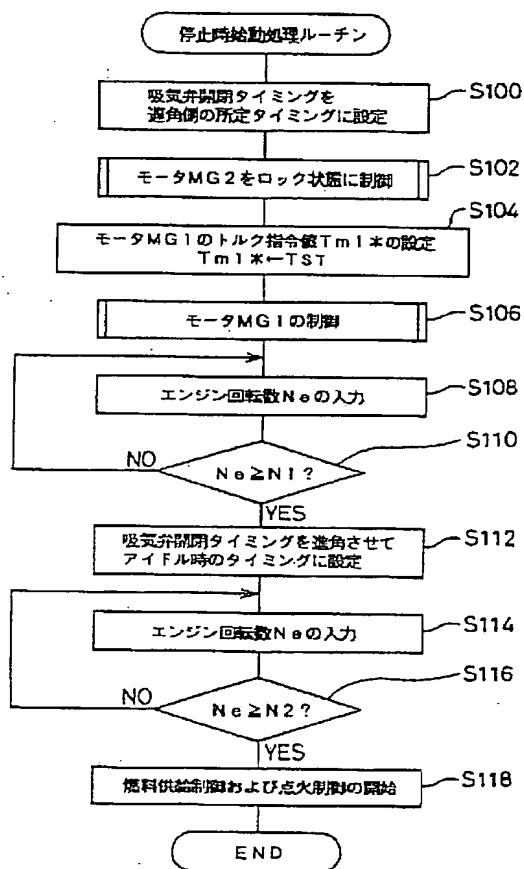
【図5】



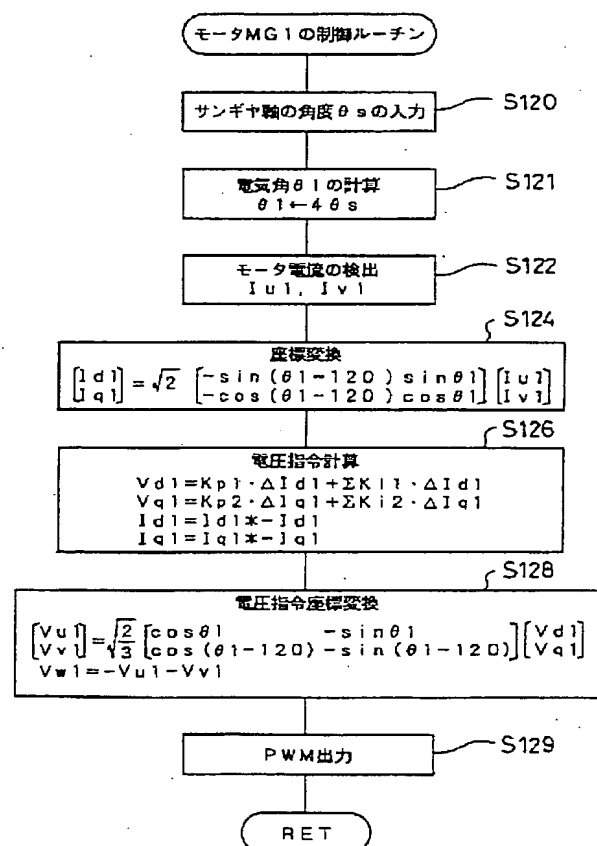
【図6】



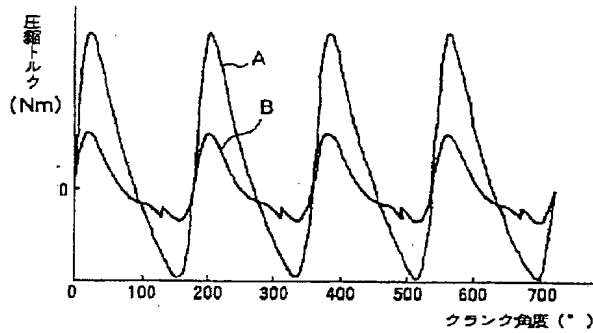
【図7】



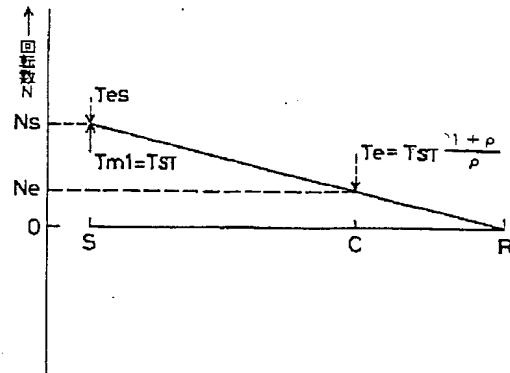
【図8】



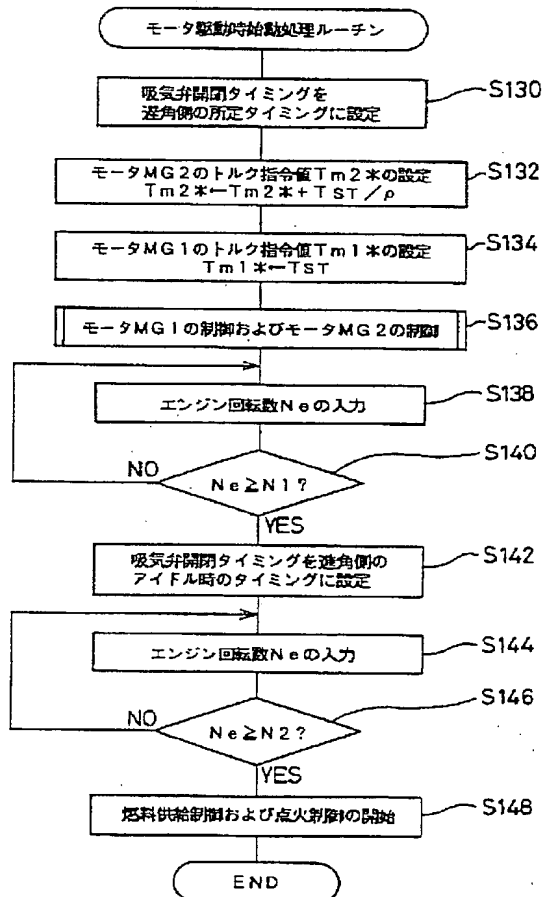
【図9】



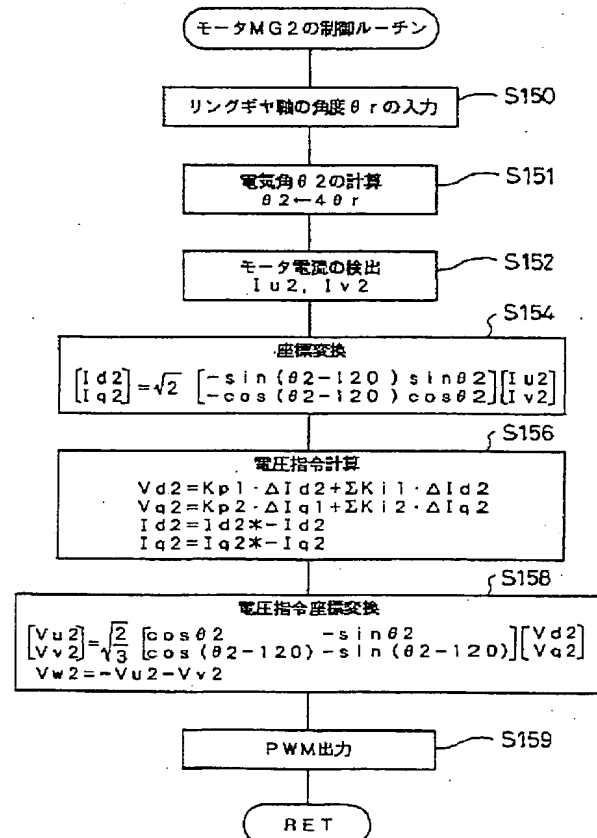
【図10】



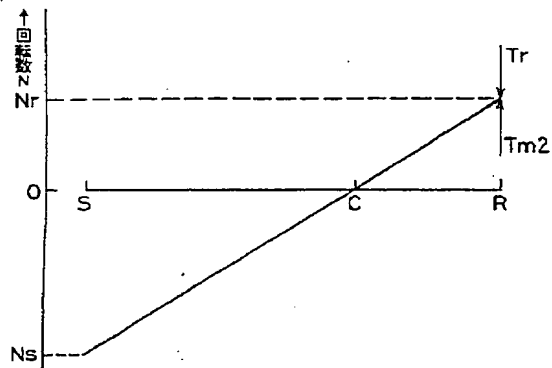
【図11】



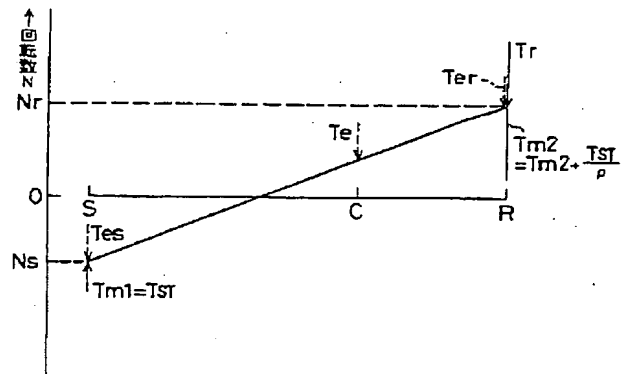
【図12】



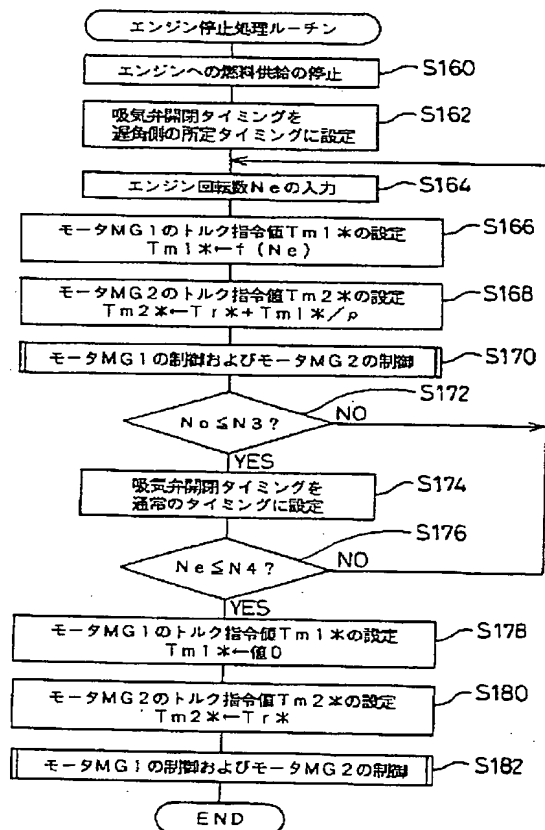
【図 13】



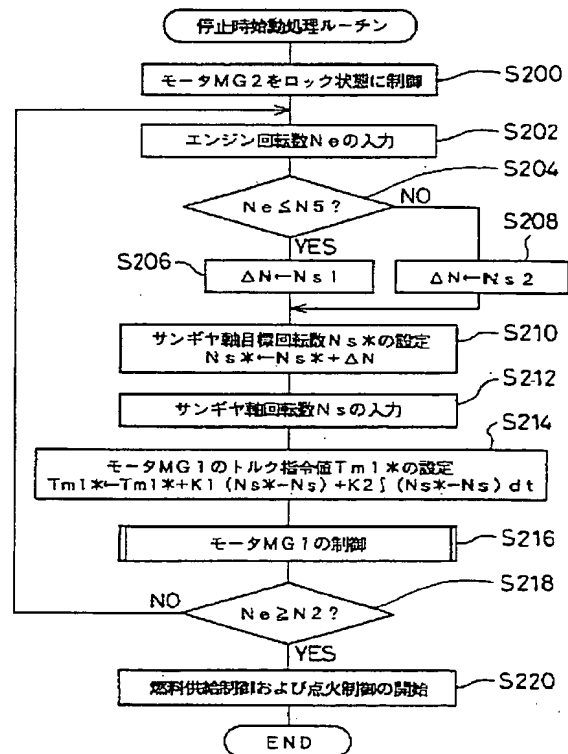
【図 14】



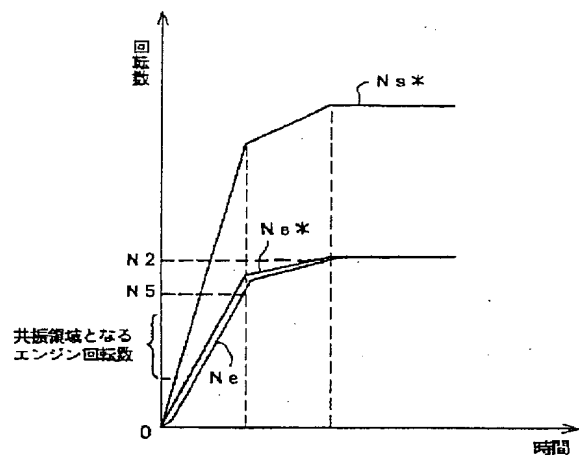
【図 15】



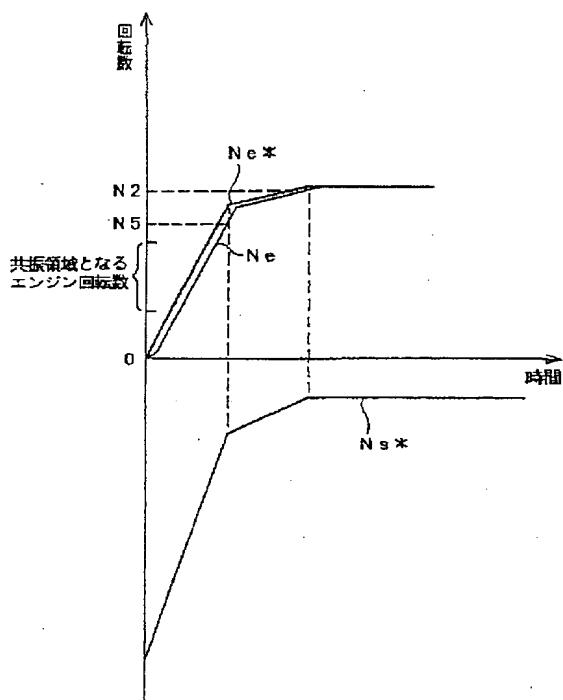
【図 16】



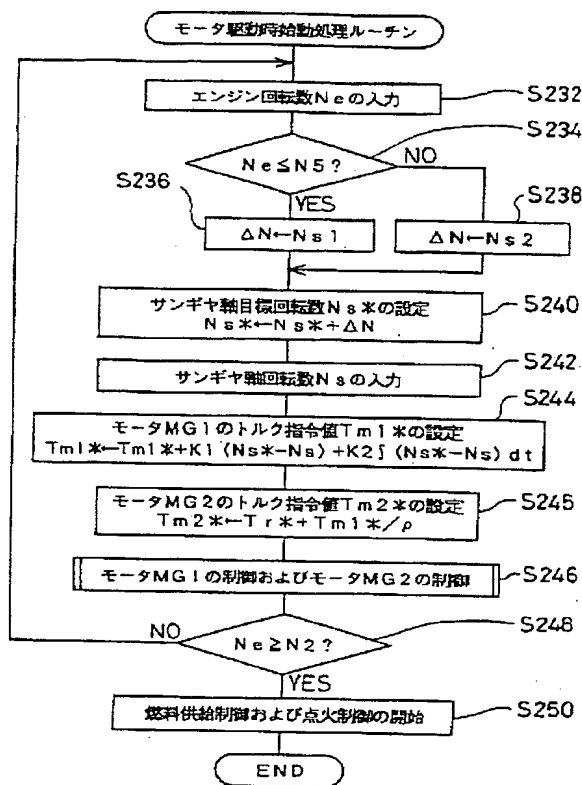
【図17】



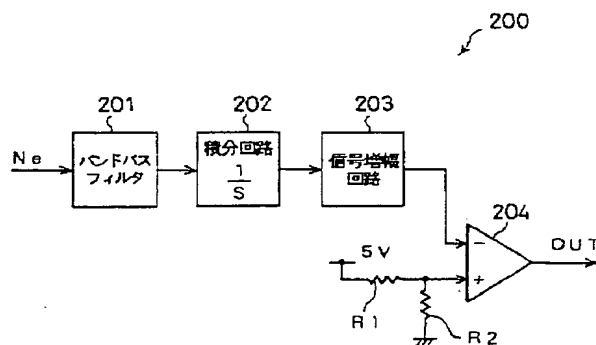
【図19】



【図18】

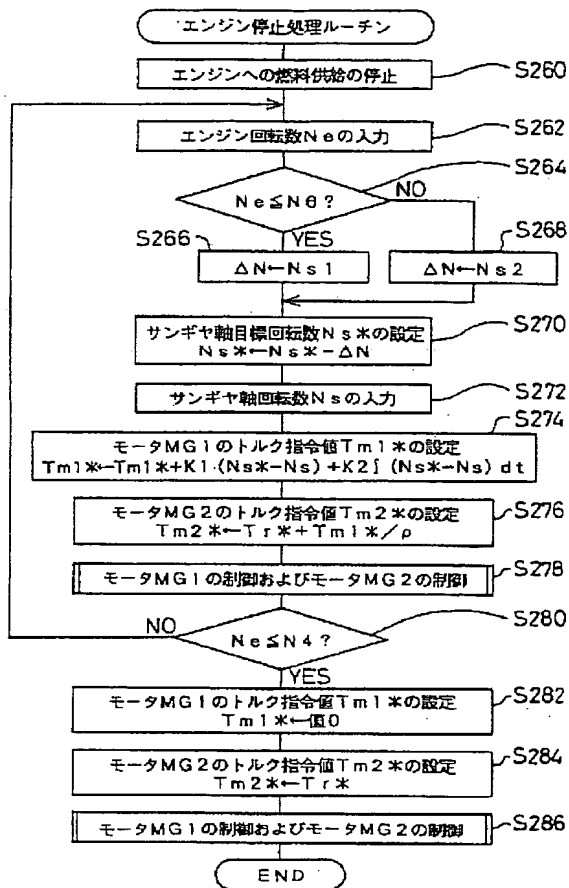


【図21】

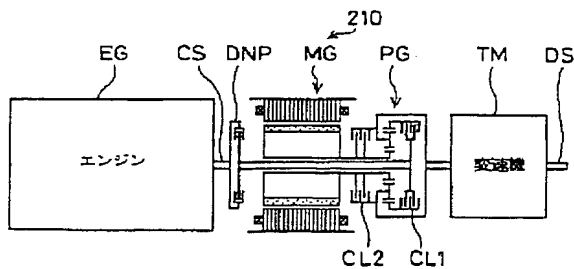




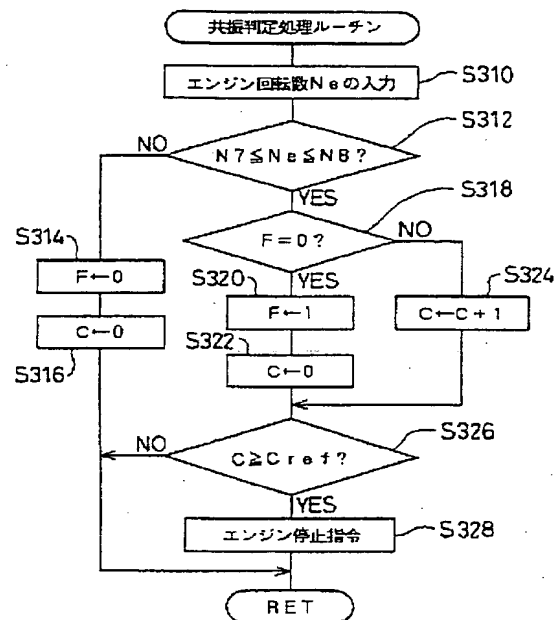
【図20】



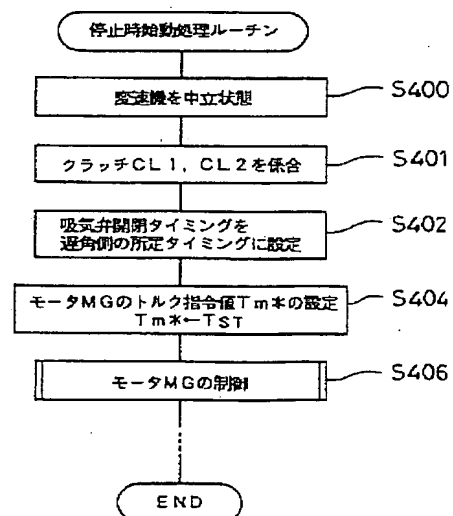
【図23】



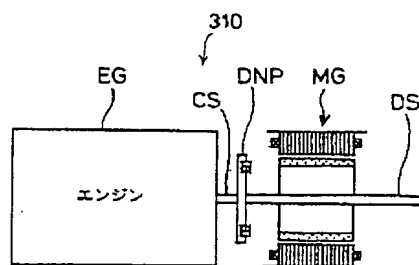
【図22】



【図24】



【図 2 5】



---

フロントページの続き

(51) Int. Cl. 6

F 0 2 D 29/02

H 0 2 K 7/18

識別記号

庁内整理番号

F I

B 6 0 K 9/00

技術表示箇所

Z

(72) 発明者 阿部 哲也

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動  
車株式会社内